



## **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**Caracterização de SMA nos estados  
austenítico e martensítico pelo  
método da resposta forçada visando o  
desenvolvimento de um  
*stockbridge***

Por,  
**Rafaela Soares Vannutelli**

**Brasília, 25 de Fevereiro de 2013.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

## PROJETO DE GRADUAÇÃO

# **Caracterização de SMA nos estados austenítico e martensítico pelo método da resposta forçada visando o desenvolvimento de um *stockbridge***

POR,

**Rafaela Soares Vannutelli**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

### **Banca Examinadora**

Prof. Edson Paulo da Silva, UnB/ ENM (Orientador)

\_\_\_\_\_

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, UnB/ ENM

\_\_\_\_\_

Prof. Emmanuel Pacheco Rocha Lima, UnB/ FGA

\_\_\_\_\_

Brasília, 25 de Fevereiro de 2013.

### **Dedicatória**

*Dedico este projeto à minha família, pelo apoio prestado durante toda a graduação, aos antigos amigos e aos novos amigos adquiridos ao longo do curso de Engenharia Mecânica que sempre estiveram ao meu lado e souberam multiplicar as alegrias e dividir as tristezas.*

*Rafaela Soares Vannutelli*

---

## RESUMO

O efeito da vibração eólica em cabos de transmissão de energia elétrica traz riscos de acidentes e danos devido à fadiga, que os condutores estão sujeitos. Assim, os absorvedores dinâmicos do tipo *stockbridge* são utilizados a fim de controlar essas vibrações. Este projeto visa avaliar a capacidade de dissipação de energia mecânica de um protótipo de *stockbridge* pseudoelástico e um quasiplástico. A avaliação deverá seguir a norma IEEE Std 664™- 1993 (R2007), que descreve a metodologia, incluindo o aparato experimental e os procedimentos para testes de absorvedores de vibração.

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO	1
1.2 OBJETIVO	2
1.3 DIRETRIZES METODOLÓGICAS	2
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO	2
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>3</b>
2.1 AS LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA	3
2.1.1 QUASIPLASTICIDADE	6
2.1.2 PSEUDOELASTICIDADE	7
2.1.3 EFEITO MEMÓRIA DE FORMA	8
2.1.4 APLICAÇÕES DAS LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA	11
2.2 VIBRAÇÕES MECÂNICAS – CONCEITOS BÁSICOS DE SISTEMAS VIBRATÓRIOS	12
2.2.1 ELEMENTOS DE UM SISTEMA VIBRATÓRIO	12
2.2.1.1 MASSA	13
2.2.1.2 MOLA	13
2.2.1.3 AMORTECEDOR	14
2.2.2 VIBRAÇÕES FORÇADAS	17
2.2.3 VIBRAÇÕES LIVRES	17
2.2.4 MOVIMENTO PERIÓDICO	17
2.2.5 FREQUÊNCIA NATURAL	19
2.2.6 GRAUS DE LIBERDADE	19
2.3 CONTROLE DE VIBRAÇÃO	19
2.3.1 CONTROLE DE VIBRAÇÃO PASSIVO	20
2.3.2 CONTROLE DE VIBRAÇÃO ATIVO	20
2.3.3 CONTROLE DE VIBRAÇÃO ADAPTATIVO	20
2.3.4 CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÕES VIA SMA	21
2.3.5 CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES VIA SMA	21
2.4 VIBRAÇÕES EM CABOS DE TRANSMISSÃO	21
2.5 ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO	23
2.5.1 ABSORVEDORES DINÂMICOS DO TIPO STOCKBRIDGE	24
2.5.1.1 FUNCIONAMENTO DO STOCKBRIDGE	25
2.5.1.2 TIPOS DE STOCKBRIDGES	27
<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>30</b>
3.1 O MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA	30
3.2 NORMA	32
3.3 BANCADA DE ENSAIOS	32
3.3.1 O SUPORTE	34
3.3.2 OS STOCKBRIDGES	35
3.4 O MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA	35
<b>4 RESULTADOS</b>	<b>37</b>
4.1 RESULTADOS DO ENSAIO CONVENCIONAL	37
<b>5 CONCLUSÕES</b>	<b>44</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>45</b>

## LISTA DE FIGURAS

2.1	Mudança da estrutura cristalina .....	4
2.2	Movimento cooperativo de átomos e deformação cisalhante .....	5
2.3	Comportamento termomecânico dependente da temperatura .....	5
2.4	Curva tensão deformação quasiplástica esquemática .....	7
2.5	Curva tensão deformação pseudoelástica .....	8
2.6	Fotomicrografia de liga com memória de forma .....	9
2.7	Curvas de histerese .....	9
2.8	Mecanismo de memória de forma .....	10
2.9	Esquema do processo de memória de forma .....	10
2.10	Aplicações das ligas com memória de forma .....	12
2.11	Sistema vibratório esquemático .....	13
2.12	Viga em balanço com massa na extremidade .....	14
2.13	Vibrações livres sem e com amortecimento .....	15
2.14	Ciclo histerese para materiais elásticos .....	16
2.15	Movimento harmônico .....	18
2.16	Vetor girante e frequência angular .....	18
2.17	Deslocamento, velocidade e aceleração .....	19
2.18	Formação de Vórtices .....	23
2.19	<i>Stockbridges</i> em linhas de transmissão .....	24
2.20	Desenho esquemático de um <i>Stockbridge</i> .....	25
2.21	<i>Stockbridge</i> esquemático .....	26
2.22	Fases de amortecimento .....	26
2.23	Absorvedor <i>stockbridge</i> simétrico .....	27
2.24	Potência dissipada <i>stockbridge</i> simétrico .....	28
2.25	Absorvedor <i>stockbridge</i> assimétrico .....	28
2.26	Potência dissipada <i>stockbridge</i> assimétrico .....	28
2.27	Absorvedor <i>stockbridge dogbones</i> .....	29
3.1	<i>Shaker</i> ilustrativo .....	30
3.2	Esquema da bancada de ensaios .....	32
3.3	<i>Shaker</i> do LabMati .....	32
3.4	Suporte sobre o <i>Shaker</i> .....	33
3.5	Computador para análise de dados .....	33
3.6	Suporte .....	34
3.7	Base do <i>shaker</i> que recebe o suporte .....	34
3.8	<i>Stockbridges</i> utilizados .....	35
3.9	Acelerômetro utilizado no ensaio .....	35
4.1	Suporte que se adequa ao <i>shaker</i> .....	37
4.2	Potência dissipada do suporte .....	38
4.3	Potência dissipada pelo ensaio do suporte .....	38
4.4	Potência dissipada <i>stockbridge DogBone</i> F4000-4 .....	39
4.5	Potência dissipada ensaio <i>DogBone</i> F4000-4 .....	39
4.6	Potência dissipada <i>stockbridge DogBone</i> F4000-8 .....	40
4.7	Potência dissipada ensaio <i>DogBone</i> F4000-8 .....	40
4.8	Potência dissipada do <i>stockbridge</i> assimétrico .....	41
4.9	Potência dissipada ensaio <i>Stockbridge</i> assimétrico .....	41
4.10	Potência dissipada ensaio <i>stockbridge</i> pseudoelástico .....	42

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Símbolos Latinos

$A$	Área	$[m^2]$
$l$	Comprimento	$[m]$
$x$	Posição	$[m]$
$E$	Módulo de Elasticidade	$[GPa]$
$U$	Energia Cinética	$[kJ]$
$D$	Diâmetro	$[m]$
$A_s$	Temperatura Inicial da Austenita	$[^{\circ}C]$
$M_s$	Temperatura Inicial da Martensita	$[^{\circ}C]$
$M_f$	Temperatura Final da Martensita	$[^{\circ}C]$
$A_f$	Temperatura Final da Austenita	$[^{\circ}C]$
$F$	Força	$[kg.m/kg^2]$
$k$	Rigidez	$[kg/s^2]$
$c$	Amortecimento	$[kg/s]$
$c_c$	Amortecimento Crítico	$[kg/s]$
$f$	Frequência	$[Hz]$
$P$	Potência	$[W]$
$R$	Distância	$[m]$
$T$	Temperatura	$[^{\circ}C]$
$W$	Peso	$[kg]$
$V$	Velocidade	$[m/s]$
$V_f$	Velocidade do fluido	$[m/s]$
$V_s$	Velocidade medida no shaker	$[m/s]$

## Símbolos Gregos

$\zeta$	Razão de amortecimento	
$\omega_n$	Frequência natural	$[Hz]$
$\delta_{st}$	Deflexão estática	$[m]$
$\theta_s$	Diferença de ângulo de fase	$[^{\circ}]$
$\nu$	Viscosidade cinemática	$[m^2/s]$

## Grupos Adimensionais

$Re$	Número de Reynolds
$St$	Número de Strouhal

# 1 INTRODUÇÃO

*Este capítulo apresenta a importância do projeto a partir de considerações gerais sobre o problema dos cabos de transmissão de energia elétrica ao sofrerem vibrações e apresenta os objetivos e a estrutura do trabalho.*

## 1.1 CONTEXTO E MOTIVAÇÃO

As linhas de transmissão de energia elétrica estão sujeitas à ação de ventos, que, em muitas situações, geram vibrações em níveis indesejados nos cabos condutores de energia elétrica. Tais níveis de vibração podem levar a falhas por fadiga que podem causar assim interrupção da transmissão de energia e, conseqüentemente, gerar graves conseqüências e prejuízos às pessoas e empresas na casa de dezenas de milhões de reais (Kirchner, 2010; Cruz, 2007). Para minimizar tal problema, são utilizados principalmente absorvedores (ou neutralizadores) dinâmicos de vibração do tipo *stockbridge*. Os absorvedores dinâmicos de vibração são dispositivos mecânicos que são acoplados a outros sistemas mecânicos ou estruturas (sistema primário) com o propósito de reduzir vibração do sistema primário absorvendo energia do mesmo (Labegolini, et al, 1992).

O conceito de absorvedor dinâmico de vibração foi criado em 1909 por Hermann Frahm (Frahm, 1911) e desde então tem sido utilizado com muito sucesso no controle de vibração em máquinas e estruturas (Korenev e Reznikov, 1993). A aplicação deste conceito no controle de vibração em cabos condutores de energia elétrica em linhas de transmissão aéreas foi originalmente proposta por George H. Stockbridge em 1926 (Richardson, 1996). A partir daí, diversas variações baseadas no mesmo princípio de funcionamento foram desenvolvidas (Almeida, 1992; Silva, 2006).

Para as faixas de frequências para as quais eles são projetados, os *stockbridges* convencionais apresentam um desempenho satisfatório, reduzindo a vibração de forma eficiente no seu ponto de fixação com o cabo condutor em torno de suas frequências naturais (Lagoudas et al, 2004). Entretanto, mesmo para frequências apenas ligeiramente fora da faixa especificada no projeto, a sua eficiência diminui drasticamente. Tendo em vista que alterações climáticas, desmatamentos e outros fenômenos imprevisíveis cada vez mais alteram o regime de vento nas mais diversas regiões e, conseqüentemente, aumentam o risco de ineficiência do *stockbridge*, torna-se cada vez mais necessário o desenvolvimento de sistemas de controle de vibração que sejam capazes de suportar tais alterações sem perder eficiência. Assim, o desenvolvimento de *stockbridges* capazes de responder eficientemente em faixas de frequências mais largas conferiria maior confiabilidade às linhas de transmissão. Tal dispositivo permitiria que as vibrações fossem devidamente atenuadas em faixas de frequências mais amplas e, conseqüentemente, o risco da ocorrência de falha por fadiga seria mitigado.



Nesse contexto, as ligas com memória de forma (*Shape Memory Alloys* – SMA) apresentam-se como uma solução potencial para o desenvolvimento desse tipo de dispositivo. As SMA apresentam um comportamento termomecânico peculiar, com destaque para o efeito memória de forma e a pseudoelasticidade, e que as habilitam ao desenvolvimento de aplicações que vão desde a área médica à aeroespacial (Lagoudas et al, 2004).

## 1.2 OBJETIVO

O objetivo do presente trabalho é avaliar a capacidade de dissipação de energia mecânica de um protótipo de *stockbridge* pseudoelástico e um quasiplástico segundo o método da resposta forçada segundo a norma IEEE Std 664<sup>TM</sup>- 1993 (R2007).

## 1.3 DIRETRIZES METODOLÓGICAS

Para atingir o objetivo proposto, inicialmente deverá ser realizada uma caracterização termomecânica da SMA utilizada para confecção do protótipo. Assim, serão levantadas curvas tensão-deformação por meio de ensaios de tração em corpos de prova SMA austeníticos e martensíticos.

A partir daí, os procedimentos experimentais serão realizados com a bancada de ensaios dinâmicos pelo método da resposta forçada com a medição de força e velocidade aplicadas ao dispositivo a ser avaliado montado diretamente em um shaker, equipamento que promove a vibração dos elementos posicionados sobre ele.

Finalmente, será obtida a potência dissipada para os protótipos de *stockbridge* pseudoelástico e quasiplástico para avaliar o potencial da liga SMA para o desenvolvimento do *stockbridge* utilizando o método da resposta forçada segundo a norma IEEE Std 664 – 1993 (R 2007)<sup>1</sup>.

## 1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre as ligas com memória de forma com suas propriedades relacionadas ao comportamento termomecânico e conceitos principais sobre vibrações. Também constam no segundo capítulo os tipos de *stockbridges* e a relação das ligas com memória de forma com a aplicação para o controle da vibração por meio do *stockbridge*.

O terceiro capítulo trata dos materiais e métodos a serem utilizados para a obtenção dos resultados.

O capítulo 4 apresenta os resultados e o capítulo 5, por fim, traz as conclusões do projeto.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

*Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica sobre os seguintes temas: comportamento termomecânico das ligas com memória de forma, absorvedores dinâmicos de vibração e stockbridges.*

### 2.1 AS LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA

O avanço tecnológico trouxe o desenvolvimento de novos materiais que apresentam a funcionalidade e a confiabilidade na tecnologia. Os materiais convencionais aos poucos são substituídos pelos mais avançados.

As SMA (ligas com memória de forma) são materiais funcionais com propriedades únicas. Elas podem recuperar até dez por cento da forma original, e assim, serem utilizadas em diversas áreas de estruturas adaptativas. A memorização da forma previamente estabelecida e sua recuperação ocorrem devido a transformações de fase induzidas mecanicamente ou termicamente. (Delaey et al.; Krishnan et al. 1974).

Essas ligas caracterizam os materiais metálicos que quando submetidos a certas temperaturas e/ou tensões, devido a transformações martensíticas induzidas no material, recuperam a forma ou tamanho, previamente definidos (Savi et al, 2011).

A observação mais antiga do efeito memória de forma registrada é de Chang e Read em 1932. Eles notaram a mudança reversível na estrutura cristalina do AuCd. Mais tarde em 1951, esse efeito foi observado e investigado em detalhes. Já em 1962, o efeito foi encontrado em ligas de NiTi. William J. Buehler, do Laboratório de Material Bélico *Naval* em Maryland, Estados Unidos, descobriu essa classe de SMA's (Barta, 1999).

Desde a descoberta inicial do comportamento em ligas de NiTi, iniciaram-se as aplicações comerciais. Durante a década de 70, diversos usos do NiTi surgiram na área biomédica, mas apenas na década de 90 que realizou-se comercialmente a fabricação de *stents* (Lagoudas, 2007). As ligas de NiTi são uma das mais estudadas, pois apresentam os melhores potenciais em aplicações na área da engenharia devido à sua capacidade de recuperar a forma com até 8% de deformação, ductilidade a baixas temperaturas, boa condutora de eletricidade, compatibilidade com o corpo humano, resistência à corrosão e à fadiga e também uma grande histerese na pseudoelasticidade (Otsuka e Wayman, 1998).

As influências devido à indução de temperatura e a cargas mecânicas leva a transições de fase, fazendo assim das ligas com memória de forma (SMA) materiais com capacidade funcional. De acordo com a influência de temperaturas e tensões, o material sofre alterações em sua estrutura cristalina, conforme evidenciado na figura 2.1., que mostra uma fase com estrutura 100% martensita e que, devido a uma reorientação de forma, passa a ter uma estrutura 100% austenita.

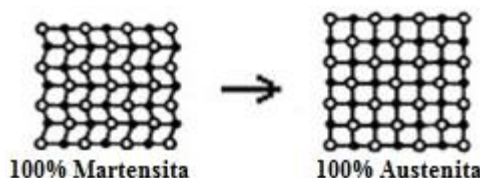


Figura 2.1 – Mudança esquemática da estrutura cristalina (site *University of Winsconsin*).

Cada tipo de estrutura cristalina do material é associado a certas propriedades termomecânicas. Assim, a mudança da estrutura acarreta a consequente mudança das propriedades do material (Delaey et al, 1974). As transformações de fase martensíticas devido à temperatura e tensão levam à ocorrência da quasiplasticidade, da pseudoelasticidade e do efeito memória e forma.

As duas fases associadas às ligas com memória de forma são austenita e martensita e, a partir da mudança na temperatura, o material pode apresentar um comportamento quasiplástico ou pseudoelástico.

A fase correspondente a austenita é uma fase de temperatura elevada. Nessa situação, as SMA possuem alta resistência e altos módulos elásticos, três vezes maiores, se comparados ao da fase martensítica (Hesselbach, 1995). Também é caracterizada por uma maior dureza em relação à fase martensítica e normalmente sua estrutura é cúbica e simétrica (Silva, 2002).

A fase martensita é facilmente deformável, possui uma estrutura com pouca simetria, ocorre a temperaturas mais baixas que a austenita e tem módulo de elasticidade menor que da austenita. (Hesselbach, 1995).

A transformação de fase martensítica é uma transformação displaciva, que leva à formação de uma nova fase devido a uma reordenação atômica em distâncias curtas (Callister, 2002).

O movimento cooperativo de átomos leva a uma nova estrutura que envolve deformação cisalhante como observado na figura 2.2. Nesse caso, a fase produto tem a mesma composição química da fase mãe e a mudança em geral independe do tempo, evoluindo rapidamente, tendo como limite a velocidade do som (Callister, 2002).

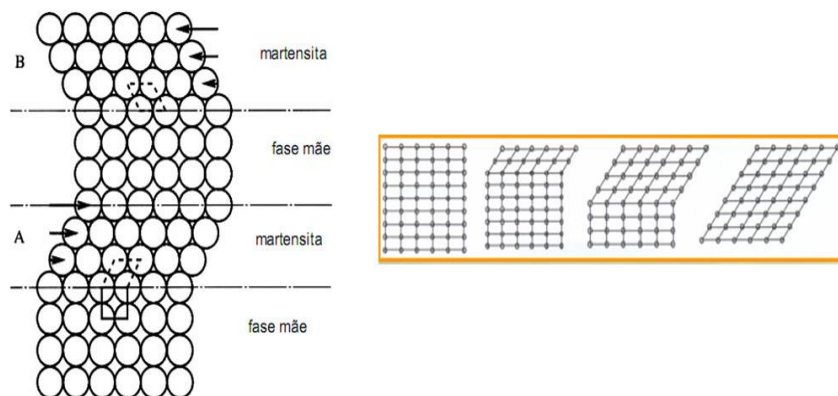


Figura 2.2 - Movimento cooperativo de átomos e deformação cisalhante (Da Silva, notas de aula).

A mudança da estrutura provoca o surgimento de relevos superficiais, o que leva a variações de forma. Nessa transformação, uma vez que os cristais de martensita são nucleados, eles crescem a uma velocidade proporcional a taxa de resfriamento. E o oposto, ou seja, a transformação reversa ocorre a uma velocidade proporcional à taxa de aquecimento (Delaey et al, 1974).

A transformação martensítica é cristalograficamente reversível e é induzida térmica ou mecanicamente. Assim, ela é caracterizada como uma transformação termoelástica (Callister, 2002).

A figura 2.3 mostra a dependência do comportamento termomecânico das Ligas com Memória de Forma com a temperatura.

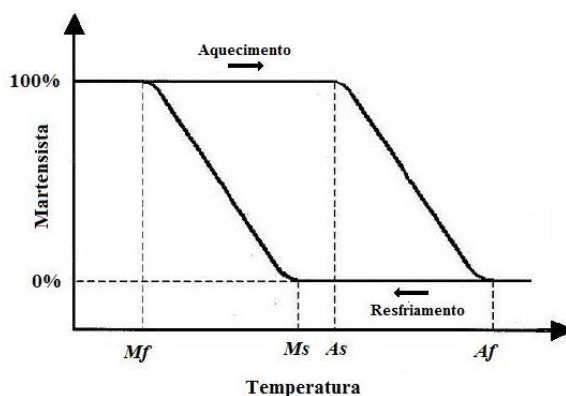


Figura 2.3 – Comportamento termomecânico dependente da temperatura (Da Silva, 2007).

As temperaturas características identificadas no gráfico da figura 2.3 são  $M_s$  (temperatura inicial de formação da martensita),  $M_f$  (temperatura final de formação da martensita),  $A_s$  (temperatura inicial da formação da austenita) e  $A_f$  (temperatura final de formação da austenita).

Com auxílio da figura 2.3 é possível observar que a uma temperatura inferior a  $M_f$ , o material encontra-se na fase totalmente martensita e apresenta o fenômeno da quasilasticidade. Quando o material está a uma temperatura superior a  $A_f$ , o material está na fase totalmente austenita e apresenta o fenômeno da pseudoelasticidade.

Entre uma temperatura superior a  $M_f$ , mas inferior a  $M_s$ , e entre uma temperatura superior a  $A_s$  e inferior a  $A_f$ , o material apresenta a coexistência das fases austenita e martensita. Outra observação a ser feita é que se solicitada abaixo de  $M_f$ , a martensita auto-acomodada tende a se reorientar em favor daquela orientação mais favorável à carga aplicada.

O efeito memória de forma consiste da recuperação de deformação quasilástica, que será explicada no próximo tópico, com o aquecimento acima de  $A_f$ .

Além dos efeitos memória de forma e pseudoelástico observam-se ainda a variação do módulo de elasticidade com a temperatura e a variação da resistência elétrica com a temperatura (Delaey et al, 1974).

A formação da martensita é uma transformação que apresenta histerese, associada ao superaquecimento e ao superesfriamento necessários para produzir a transformação. A diferença entre as temperaturas de transição quando do aquecimento e do resfriamento é chamada histerese, que nesse caso pode ser definida como a diferença entre as temperaturas nas quais a liga encontra-se como 50% austenita e 50% martensita. Essa histerese de transformação varia de liga para liga. Para as ligas equiatômicas Ni-Ti, essa diferença pode se dar em torno de 20 a 30°C (Delaey et al, 1974).

### **2.1.1 QUASIPLASTICIDADE**

A quasilasticidade é um fenômeno observado em temperaturas abaixo de  $M_f$ . Nessa temperatura, as ligas com memória de forma encontram-se em uma fase martensítica composta de variantes com orientações diferentes. Quando a formação da martensita é induzida termicamente, ocorre uma deformação residual devido à reorientação da martensita (Krishnan et al, 1974).

Ao serem submetidas à tensão inferior à tensão crítica abaixo da temperatura  $M_f$ , as ligas com memória de forma se comportam elasticamente. Quando a liga encontra-se na tensão crítica, observa-se deformação a uma tensão aproximadamente constante. Neste caso, ocorre a reorientação da martensita. No caso de retirada do carregamento antes do limite de escoamento, o material comportar-se-á elasticamente até que todo o carregamento seja retirado e, então, resta uma deformação residual. Caracteriza-se assim a deformação quasilástica (Krishnan et al, 1974).

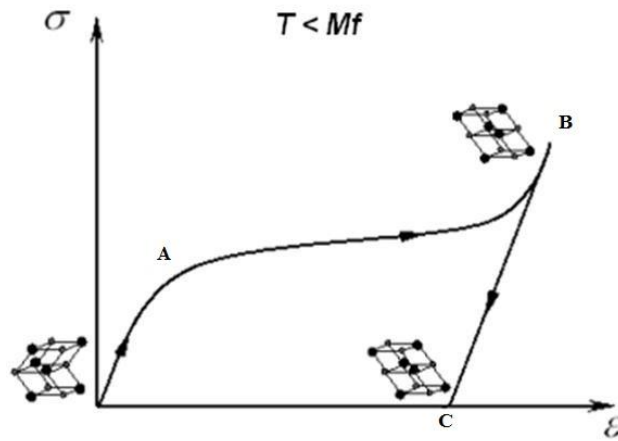


Figura 2.4 - Curva tensão e deformação quasiplástica esquemática (Da Silva, 2007)

Na Figura 2.4, curva tensão versus deformação quasiplástica esquemática, o ponto A indica o início da reorientação martensítica, o ponto B o fim da reorientação martensítica e o ponto C a deformação residual. Se o material deformado quasiplasticamente for aquecido a temperaturas superiores a  $A_f$ , a deformação residual quasiplástica desaparece devido à transformação da martensita reorientada em austenita. Esse desaparecimento de deformação quasiplástica é o efeito memória de forma (Delaey et al, 1974).

### 2.1.2 PSEUDOELASTICIDADE

O efeito pseudoelástico é observado a temperaturas superiores a  $A_f$ , na fase austenítica, e está associado à transformação martensítica induzida por tensão (Krishnan et al, 1974). Na pseudoelasticidade, a deformação, devido a transformações martensíticas induzidas por tensão, é recuperada quando a tensão é retirada (Delaey et al, 1974).

Quando submetida a uma tensão inferior à tensão crítica, a liga apresenta um comportamento elástico. A deformação induzida ocorre então quando se atinge a tensão crítica, que permanece praticamente constante até o fim da transformação de fase. Quando o carregamento é retirado antes de se atingir o limite de escoamento, a deformação é recuperada pseudoelasticamente (Delaey et al, 1974).

O ciclo de carregamento e descarregamento de tensão ao qual a liga com memória de forma é submetida é descrito por uma curva de histerese. O carregamento acima de  $A_f$  leva à transformação da austenita em martensita, e o descarregamento leva o material novamente à fase austenítica (Delaey et al, 1974).

A figura 2.5 ilustra este comportamento esquematicamente para duas temperaturas com  $T_2 > T_1$ . Sob uma tensão trativa, observa-se um comportamento elástico até um determinado nível de tensão. A

partir daí, observa-se uma deformação relativamente grande com pequena variação da tensão. Ao retirar a carga, a liga retorna ao seu estado inicial, descrevendo um ciclo de histerese. A área delimitada pela histerese expressa a energia envolvida no processo (Krishnan et al,1974).

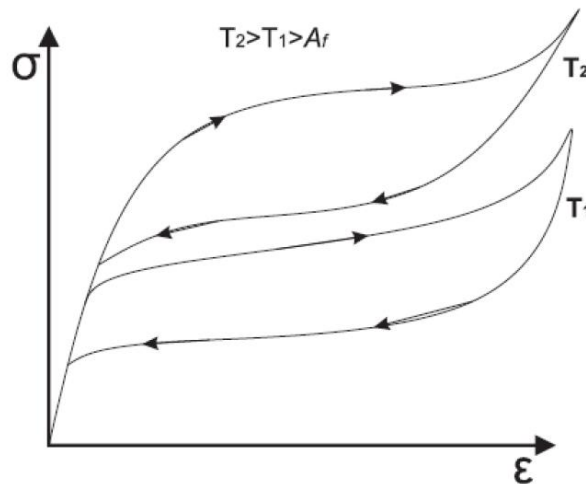


Figura 2.5 – Curva tensão versus deformação pseudoelástica esquemática.

### 2.1.3 EFEITO MEMÓRIA DE FORMA

No comportamento quasiplástico, a liga sofre uma elevada deformação por reorientação da martensita induzida termicamente. A memória de forma então recupera a deformação quando ocorre o aquecimento a uma temperatura superior a  $A_f$  (Delaey et al, 1974).

O efeito memória de forma é a capacidade de o material retornar à sua forma inicial. A recuperação de deformação pode chegar a 10% para alguns materiais, mas a média é de 8% para ligas de Ni-Ti. As ligas com memória de forma diferenciam-se dos materiais metálicos em geral porque eles apresentam uma recuperação de deformação de no máximo 0,005% (Wayman, 1998).

A figura 2.6 mostra uma fotomicrografia de uma liga com memória de forma (69%Cu-26%Zn-5%Al). Nela é possível ver as agulhas de martensita numa matriz de austenita.

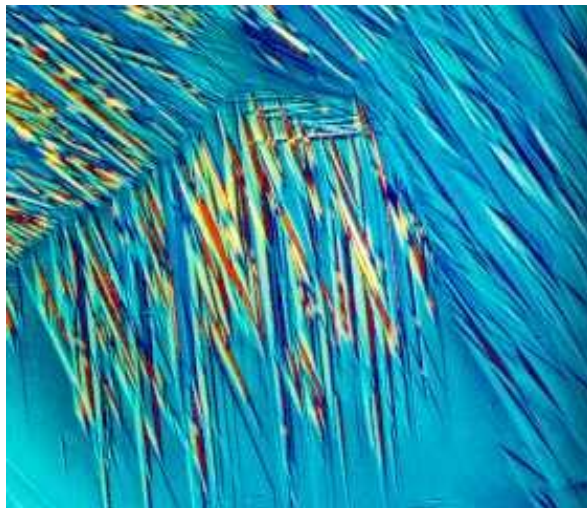


Figura 2.6 - Fotomicrografia de uma liga de memória de forma (Costa, 2004).

Assim, em SMA, mudanças de temperatura podem levar a mudança de forma, rigidez, frequência natural e outras propriedades mecânicas. As ligas mais comuns que apresentam memória de forma são: Ni-Ti, CuZn e NiAl. Algumas cerâmicas também apresentam essa característica (Delaey et al, 1974).

As SMA possuem alto amortecimento interno. A histerese existente entre os processos direto e inverso da transformação martensítica levam a uma capacidade de dissipação de energia significativa (Delaey et al, 1974). Nesse contexto, as ligas com memória de forma também podem ser utilizadas no controle de vibração como, por exemplo, o absorvedor dinâmico de vibração.

Na figura 2.7 é possível verificar diversas curvas de histerese em ligas com memória de forma pseudoelástica. As áreas das curvas estão associadas às suas capacidades de dissipar energia.

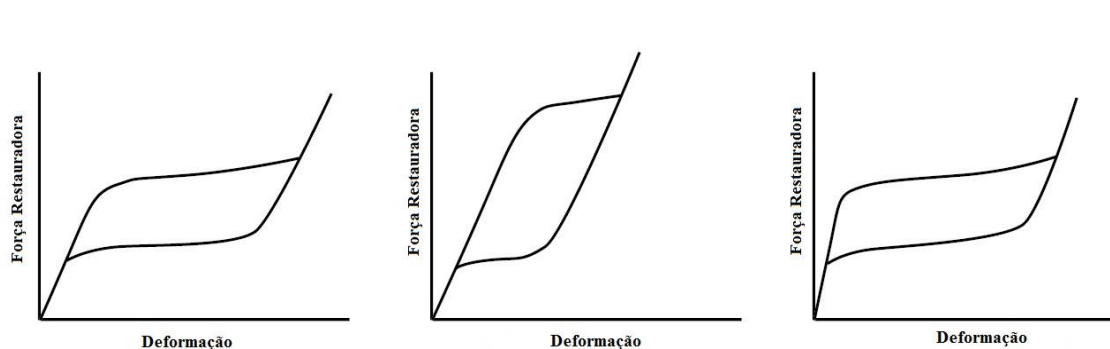


Figura 2.7 – Curvas de histerese (Masuda e Noori, 2002).

O comportamento de memória de forma é ilustrado na figura 2.8. Inicialmente, o material está no estado austenítico (figura 2.8 (a)) e, com seu resfriamento, forma-se a martensita auto-acomodada, multivariante (figura 2.8 (b)). Em seguida, o material é submetido a um carregamento mecânico,



induzindo a reorientação da martensita (demaclação), adquirindo uma deformação residual (figura 2.8 (c), (d)). Finalmente, a configuração inicial é recuperada através de aquecimento acima de  $A_f$  (figura 2.8(e)) (Otsuka e Wayman, 1998).

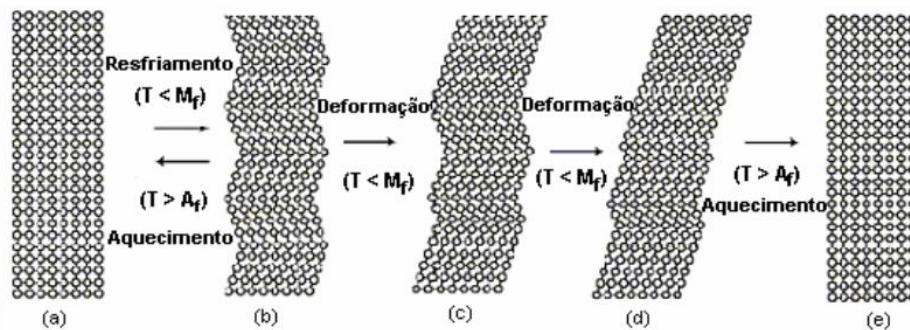


Figura 2.8 – Mecanismo de memória de forma (Otsuka e Wayman, 1998).

O processo de memória de forma esquemático é mostrado na figura 2.9. O esquema apresentado por Auricchio et al (2002) é interessante pois relaciona a tensão, a deformação e a mudança de temperatura em um mesmo gráfico, tornando possível uma visualização do efeito memória de forma mais completo.

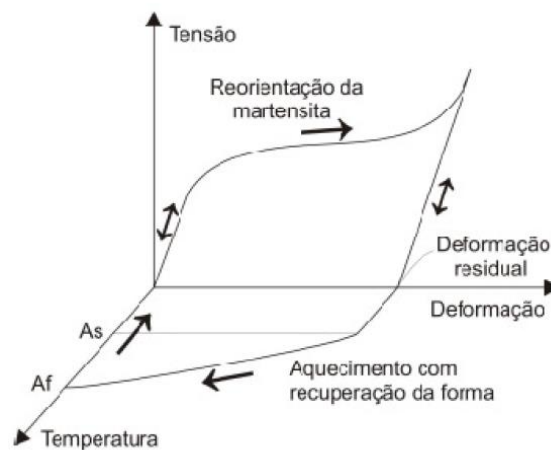


Figura 2.9 – Esquema do processo de memória de forma (Auricchio et al, 2002).

## 2.1.4 APLICAÇÕES DAS LIGAS COM MEMÓRIA DE FORMA

A utilização das ligas com memória de forma permite o desenvolvimento de sistemas em campos diversos. Devido à capacidade de ser utilizada em diversos meios devido às mudanças de forma, rigidez e outras propriedades, as SMA constituem materiais funcionais que respondem às mudanças de temperatura e carregamento para cada fim ao qual é direcionada.

Na medicina, placas de Ni-Ti são utilizadas para unir ossos fraturados. As placas são resfriadas e colocadas na zona afetada. Quando a temperatura do corpo aquece a placa, elas contraem-se e exercem uma pressão controlada. Também se utiliza na medicina cateteres a partir de SMA que podem ajudar no diagnóstico de problemas no paciente. O cateter é aquecido e deforma-se a partir de uma passagem de corrente pelo fio de SMA. Mais ainda, há a utilização de *stents*, compostos de fios de nitinol. Os *stents* são colocados na veia cava a fim de filtrar coágulos de sangue. Cilíndricos e compactos, eles são colocados na veia com o auxílio de um cateter e quando posicionados no lugar correto, abrem-se e retêm os coágulos. Assim, pode-se evitar a obstrução da veia (Yang et al, 1994).

Ainda na medicina, aparelhos cirúrgicos a base de SMA são utilizados, como espalhador de tecidos, pontas coronárias e espátulas, utilizadas em neurocirurgias (Frank et al, F. Silva, 1997).

Na aeronáutica, as ligas com memória de forma podem ser utilizadas para produzir *smart wings* (asas inteligentes), onde suas asas são constituídas de fios de SMA que quando aquecidos, devido à passagem de corrente elétrica, permitem a flexibilidade das asas (F. Silva, 1997).

As ligas com memória de forma também são utilizadas para unir tubulações e como grampos e fixadores. Mais ainda, estruturas inteligentes podem ser exploradas a partir das características das SMA como sistemas com auto- adaptação, atuadores, memória e resposta. A robótica, área relevante para o estudo das SMA, aproveita muito dessas características, pois elas permitem a simulação de movimentos humanos, como músculos e tendões, levando a respostas bem próximas às humanas (Navriudus, 2002).

No caso dos atuadores, a forma, a vibração e as propriedades relacionadas a deformações, frequências baixas e cargas podem ser controladas. Além disso, os atuadores advindos das SMA possuem maior potência e leveza quando comparados aos convencionais. Assim, as estruturas funcionais conseguem ser mais eficazes em um volume muito mais compacto (Navriudus, 2002).

Na odontologia, utilizam-se as ligas com memória de forma para a confecção de aparelhos ortodônticos, explorando a pseudoelasticidade, proporcionando assim um maior conforto ao paciente. Aparelhos feitos à base de nitinol reajustam-se automaticamente (F. Silva, 1997).

Nesse projeto, destaca-se então um outro potencial das ligas com memória de forma: o controle da vibração. O controle é essencial para evitar que a frequência de um sistema entre em ressonância e assim provoque danos irreversíveis. Nesse contexto, o tema tratado neste projeto da utilização das SMA é o absorvedor de vibração. Devido à energia envolvida nas transformações de fase e ao fenômeno da pseudoelasticidade é possível o funcionamento do absorvedor.

Portanto, as ligas com memória de forma tem uma importância grande no desenvolvimento de conceitos inteligentes. Algumas aplicações das SMA acima citadas são ilustradas na figura 2.10.

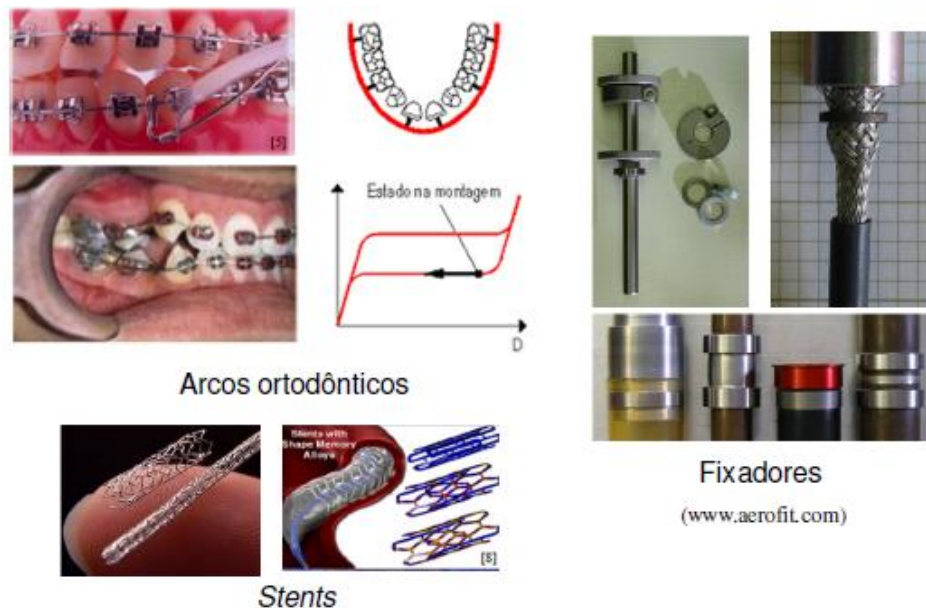


Figura 2.10 - Aplicações das ligas com memória de forma (Aerofit.com)

## 2.2 VIBRAÇÕES MECÂNICAS – CONCEITOS BÁSICOS DE SISTEMAS VIBRATÓRIOS

A vibração lida com o movimento oscilatório de sistemas dinâmicos. Um sistema dinâmico é a combinação de um elemento que possui massa e cujas partes são capazes realizar um movimento relativo. Todos os corpos que possuem massa e elasticidade são vulneráveis a sofrerem vibrações (Morse e Hinkle, 1978).

### 2.2.1 ELEMENTOS DE UM SISTEMA VIBRATÓRIO

Um sistema vibratório, exemplificado na figura 2.11, é composto de uma massa, uma mola, um amortecedor e uma excitação (Morse e Hinkle, 1978).

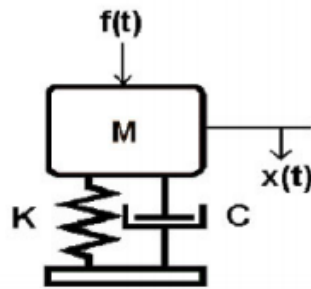


Figura 2.11 – Sistema vibratório esquemático (Morse e Hinkle, 1978).

A massa, a mola e o amortecedor descrevem o sistema físico. A energia pode ser armazenada na massa e na mola e dissipada no amortecedor na forma de calor. Essa energia entra no sistema pela aplicação de uma excitação, a qual é aplicada a massa do sistema (Morse e Hinkle, 1978). A mola armazena energia potencial e a massa armazena energia cinética. Essas energias se alternam no sistema conforme ele vibra. Com o uso de um amortecedor, a cada ciclo ocorre uma perda de energia (Rao, 2008).

### 2.2.1.1 MASSA

Assume-se que a massa é um corpo rígido. Ela executa as vibrações e pode ganhar ou perder energia cinética de acordo com a mudança de velocidade do corpo.

Da Lei de Newton do movimento, a força aplicada à massa é igual ao produto da massa e da aceleração e a aceleração direciona-se na qual a força age. O trabalho é o produto da força pelo deslocamento na direção da força e o mesmo é transformado em energia cinética da massa. A energia cinética aumenta se o trabalho é positivo e diminui se o trabalho é negativo (Morse e Hinkle, 1978).

### 2.2.1.2 MOLA

A mola possui elasticidade e assume-se que tem massa desprezível. A força da mola existe se a mola é deformada, como a sua extensão ou compressão. Então, a força devido à mola existe apenas se houver um deslocamento relativo entre as duas extremidades da mola. O trabalho feito para deformar a mola é transformado em energia potencial. Uma mola linear obedece a Lei de Hooke, onde a força é proporcional à deformação da mola e a constante de proporcionalidade, medida em força por unidade de deformação, é chamada de rigidez “ $k$ ” (Morse e Hinkle, 1978).

A força da mola é proporcional à quantidade de deslocamento relativo e é dada pela equação (1):

$$F = k.x, \quad (1)$$

onde  $F$  é a força da mola,  $x$  é o deslocamento relativo e  $k$  é a rigidez da mola. O trabalho realizado ( $U$ ) de uma mola, a devido à deformação, é armazenado em energia potencial elástica na mola, e é dado pela equação (2):

$$U = \frac{1}{2} k x^2. \quad (2)$$

Elementos elásticos como vigas também se comportam como molas. A figura 2.12 ilustra uma viga em balanço com uma massa  $m$  na extremidade (Rao, 2008).

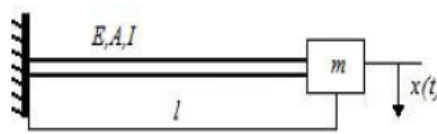


Figura 2.12 – Viga em balanço com massa na extremidade (Rao, 2008).

Por simplicidade, a massa da viga é considerada desprezível em comparação à massa  $m$ . Pela resistência dos materiais, a deflexão estática da viga na extremidade livre é dada pela equação (3):

$$\delta_{st} = \frac{W l^3}{3EI}, \quad (3)$$

onde  $\delta_{st}$  é a deflexão estática,  $W$  é o peso da massa  $m$ ,  $E$  é o módulo de elasticidade,  $I$  é o momento de inércia da seção transversal da viga e  $l$  é a distância da massa ao ponto de engastamento.

A constante elástica  $k$  é dada pela equação (4):

$$k = \frac{W}{\delta_{st}} = \frac{3EI}{l^3}. \quad (4)$$

### 2.2.1.3 AMORTECEDOR

Um sistema com vibração amortecida é aquele em que a energia vibratória se dissipa com o transcorrer do tempo de forma que os níveis vibratórios diminuem progressivamente.

Já um sistema com vibração não amortecida é aquele em que a energia vibratória não se dissipa, de forma que o movimento vibratório permanece imutável com o passar do tempo. Os

sistemas em que ocorre a vibração não amortecida são sistemas ideais, pois sempre alguma energia será dissipada em um sistema físico.

Entretanto, em muitos casos, o amortecimento é tão pequeno que é possível desprezá-lo, pois os níveis vibratórios diminuem muito pouco durante o tempo em que o movimento é observado e a análise do problema se torna matematicamente mais simples. Em se tratando de um sistema real, as resistências passivas estão sempre presentes fazendo com que a energia oscilatória se dissipe. Esta dissipação de energia é representada pela característica chamada amortecimento. A figura 2.13 ilustra uma vibração não amortecida e uma amortecida.

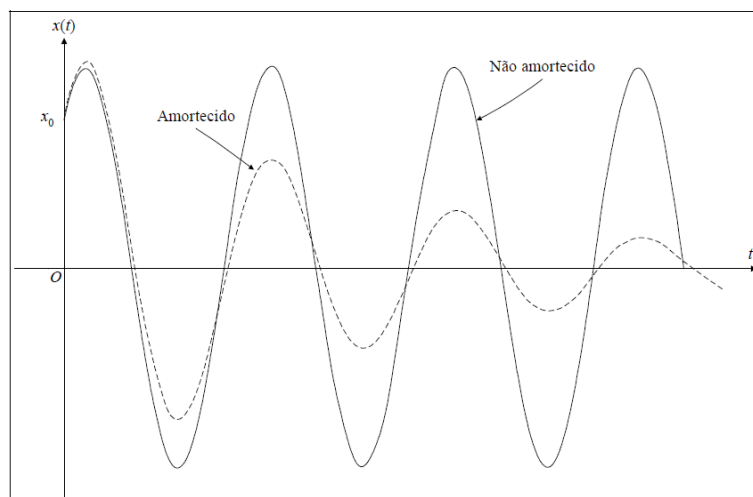


Figura 2.13 – Vibrações livres sem e com amortecimento.

Em se tratando de um sistema amortecido, o amortecedor tem massa e elasticidade desprezíveis. A força de amortecimento existe apenas se houver um movimento relativo entre as duas extremidades do amortecedor. O trabalho ou a energia que entra no amortecedor é convertida em calor. Assim, o elemento amortecedor é não conservativo (Morse e Hinkle, 1978).

O amortecimento viscoso, no qual a força de amortecimento é proporcional à velocidade, é chamado de amortecimento linear (Morse e Hinkle, 1978).

O coeficiente de amortecimento viscoso “ $c$ ” é medido em força por unidade de velocidade. Muitos tipos de amortecimentos não lineares são comumente encontrados. Por exemplo, a força de arrasto por atrito de um corpo movendo-se em um fluido é aproximadamente proporcional à raiz quadrada da velocidade, mas o valor exato do expoente depende de muitas variáveis (Morse e Hinkle, 1978).

Esse tipo de amortecimento ocorre apenas quando a velocidade entre as superfícies lubrificadas é suficientemente baixa para garantir uma condição de escoamento laminar (Morse e Hinkle, 1978).

Utiliza-se o fator de amortecimento, dado por que é a razão entre a constante de amortecimento  $c$  e a constante de amortecimento crítico  $c_c$  (5):

$$\zeta = \frac{c}{c_c}, \quad (5)$$

onde, segundo a equação (6):

$$c_c = 2(km)^{1/2} = 2m\omega_n. \quad (6)$$

O amortecimento por atrito seco, ou de Coulomb é caracterizado por uma força de amortecimento com magnitude constante oposta ao movimento do corpo que possui a massa do sistema. Trata-se de um amortecimento não-viscoso. O atrito entre superfícies em contato com pouca ou nenhuma lubrificação é que proporciona o amortecimento (Morse e Hinkle, 1978).

Outro tipo de amortecimento é o histerético ou estrutural. Após o amortecimento viscoso, este é o mais importante. Ele modela bem o amortecimento interno de muitos materiais. O material sofre deformação e esse amortecedor absorve energia. A absorção de energia nesse caso ocorre com o atrito entre os planos internos devido ao escorregamento causado pelas deformações (Morse e Hinkle, 1978).

Durante a vibração, o material sujeito a esse amortecimento descreve um ciclo de histerese em seu diagrama tensão deformação. Assim, a energia perdida por unidade de volume do corpo por ciclo é dada pela área do ciclo de histerese, representada na figura 2.14 (Morse e Hinkle, 1978).

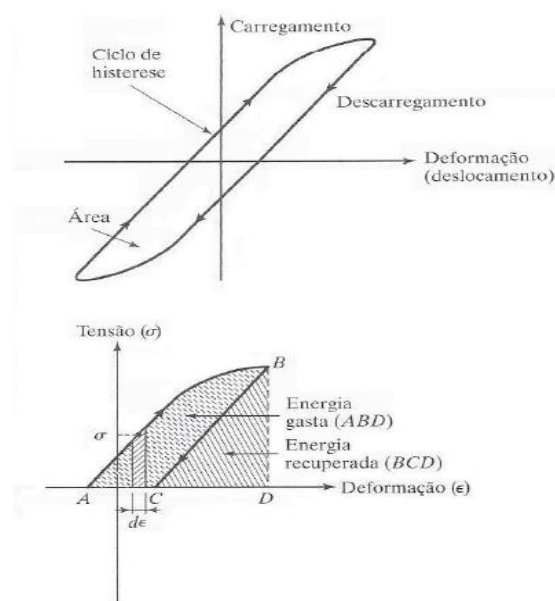


Figura 2.14 – Ciclo histerese para materiais elásticos (Rao, 2008).

A energia entra no sistema por meio da aplicação de uma excitação. A carga exercida sobre um corpo eleva a sua tensão e deformação. Uma força de excitação pode ser aplicada à massa e/ou um movimento de excitação aplicado à mola e ao amortecedor. Na figura acima, a área ABD representa a energia que foi gasta para o sistema. Retirando-se a carga, uma parte da energia será dissipada e outra recuperada pelo sistema, esta representada pela área BCD. Assim, a energia dissipada é dada pela área ABC, devido à histerese que ocorre pelo fato de que o caminho do carregamento de tensão se dar de forma distinta do caminho de descarregamento de tensão. (Morse e Hinkle, 1978).

### 2.2.2 VIBRAÇÕES FORÇADAS

Vibrações de um sistema dinâmico sob a influência de uma excitação são chamadas de vibrações forçadas, e são comumente definidas como vibrações causadas e mantidas por uma excitação periódica (Morse e Hinkle, 1978).

### 2.2.3 VIBRAÇÕES LIVRES

Um sistema dinâmico pode ser colocado em movimento devido a algumas condições iniciais, ou perturbações no tempo igual a zero. Se nenhuma perturbação ou excitação for aplicada após o tempo igual a zero, os movimentos oscilatórios do sistema são chamados de vibrações livres. Assim, vibrações livres descrevem o comportamento natural e os modos naturais de vibração de um sistema (Morse e Hinkle, 1978).

### 2.2.4 MOVIMENTO PERIÓDICO

Se um movimento vibratório é periódico, o sistema repete seu movimento em intervalos de tempo iguais.

O mínimo de tempo exigido para o sistema repetir seu movimento é chamado de período, que é o tempo para completar um ciclo de movimento. Frequência é o número de vezes que o movimento se repete por unidade de tempo. Se o movimento não se repete em intervalos de tempos iguais, então ele é chamado de movimento aperiódico (Morse e Hinkle, 1978).

O movimento harmônico é a forma mais simples com que uma vibração se apresenta e consiste em um movimento periódico. A figura 2.15 ilustra a geração deste movimento, representado matematicamente pela equação (6):

$$x = A \sin \omega t, \quad (6)$$

ou, se a origem do movimento não coincidir com  $\sin \omega t = 0$ :

$$x = A \sin(\omega t + \phi). \quad (7)$$



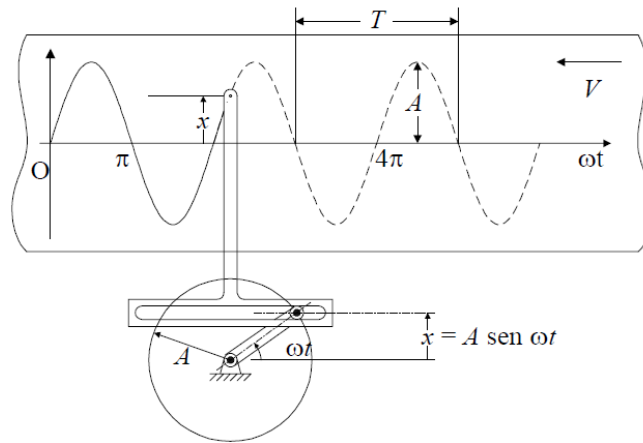


Figura 2.15 – Movimento harmônico.

As principais características do movimento harmônico são mostradas na figura 2.15 acima. Na figura,  $A$  é a amplitude, o máximo valor atingido por  $x$ . O período é representado por  $T$ , tempo de duração de um ciclo de oscilação, representado por unidade de tempo, em geral o segundo. A frequência angular é representada por  $\omega$  e é a velocidade angular com que um vetor de amplitude  $A$  gira (figura 2.16), de forma que suas projeções horizontal e vertical são movimentos harmônicos. Relaciona-se com a frequência  $f$  pela equação (8):

$$\omega = 2\pi f, \quad (8)$$

uma vez que um período de oscilação corresponde a uma volta completa do vetor o que equivale a um ângulo de  $2\pi$  rad. É, portanto, medida em *rad/seg*.

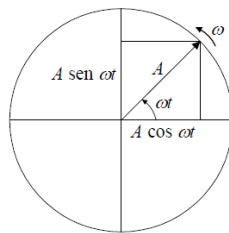


Figura 2.16 – Vetor girante e frequência angular.

O ângulo de fase, na figura 2.16, é representado por  $\phi$  e é o ângulo inicial do argumento da função senoidal que descreve o movimento harmônico. O ângulo de fase começa a se tornar importante quando se compara dois movimentos harmônicos não coincidentes no tempo. Ao se estabelecer um movimento como básico, uma escolha adequada do início da observação do movimento fará com que o ângulo de fase represente o quanto um movimento está adiantado ou atrasado em relação ao outro. O ângulo de fase é normalmente medido em *radianos* (outra unidade que permite a medição de ângulo também é possível).

A velocidade e a aceleração com que se movimenta verticalmente a haste do mecanismo da figura 2.15 são obtidas derivando-se a expressão do movimento dada pela equação (6).

A figura 2.17 mostra uma representação das três variáveis que descrevem o movimento vertical da haste do mecanismo da figura 2.15.

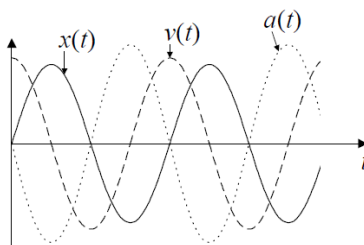


Figura 2.17 – Deslocamento, velocidade e aceleração.

## 2.2.5 FREQUÊNCIA NATURAL

A frequência natural do sistema descreve a taxa de energia trocada entre os dois tipos de elementos armazenadores de energia, a massa e a mola. Nessa frequência o sistema vibra naturalmente uma vez que é colocado em movimento. Se após uma perturbação inicial, um sistema continuar a vibrar por si próprio sem a ação de forças externas, a frequência com que ele oscila é conhecida como sua frequência natural (Rao, 2008). Um sistema vibratório com  $n$  graus de liberdade terá, em geral,  $n$  frequências naturais de vibração.

## 2.2.6 GRAUS DE LIBERDADE

O número de graus de liberdade de um sistema vibratório é o número de coordenadas espaciais independentes necessárias para definir sua configuração. Uma configuração é definida como a localização geométrica de todas as massas do sistema. Um corpo rígido no espaço requer seis coordenadas para sua completa identificação, entretanto, as massas em um sistema estão contidas para se mover apenas em certas direções. Essas restrições então limitam os graus de liberdade do sistema para um número menor de coordenadas (Morse e Hinkle, 1978).

## 2.3 CONTROLE DE VIBRAÇÃO

O controle de vibração trata-se de meios capazes de reduzir vibrações em sistemas sujeitos às forças dinâmicas. Existem três tipos de controles: passivo, ativo e adaptativo.

### **2.3.1 CONTROLE DE VIBRAÇÃO PASSIVO**

O controle de vibração passivo é simples em sua concepção, logo, mais acessível economicamente. Entretanto, sua capacidade de absorver faixas de vibração é fixa e funciona mais especificamente numa determinada faixa em que foi previamente projetado. Portanto, muitas vezes ele não é o método ideal para os sistemas (Rao, 2008).

Basicamente, esse sistema não utiliza fonte externa. A rigidez, a massa e o amortecimento são diretamente ligados com o controle. Ele funciona mudando a estrutura básica, usando outros materiais, utilizando outro elemento passivo a fim de dissipar a energia proveniente do movimento em uma outra forma de energia ou dissipá-la em um outro local, a fim de proteger o sistema principal (Rao, 2008).

### **2.3.2 CONTROLE DE VIBRAÇÃO ATIVO**

A outra forma de controle da vibração é a ativa. Aqui, há dependência da utilização de fonte de energia externa e é um controle muito usado para engenharia de controle (Rao, 2008).

De forma simplificada, esse tipo de controle faz uso de um sistema com um sensor, um processador de sinal e um acionador. O sensor envia um sinal para o acionador e assim, a base se desloca e oscila, conforme se deseja, devido à força do acionador (Rao, 2008).

Portanto, faz-se presente a utilização de sensores, atuadores entre outros meios eletrônicos para que sejam previamente previstos os erros do sistema, podendo-se assim minimizar os prejuízos (Rao, 2008).

### **2.3.3 CONTROLE DE VIBRAÇÃO ADAPTATIVO**

Por fim, o controle de vibração adaptativo adequa-se à resposta de diferentes operações. Esse controle é capaz de mudar seus parâmetros para a resposta devido a mudanças em cada módulo monitorado.

Esse controle é uma espécie de controle ativo, pois utiliza uma fonte de energia externa. Diferencia-se do primeiro pelo uso de materiais funcionais que permitem uma melhor autonomia do sistema, pois pode-se ter uma relação melhor de complexidade e peso, se comparado aos outros meios de controles de vibração (Rivin, 1995).

Pode-se assim obter um desempenho maior que os anteriores tipos de controles. Trata-se de um aperfeiçoamento de sistemas que já se adaptam a circunstâncias novas e proporciona uma maior autonomia do adaptador. A utilização de materiais funcionais aliado a este controle possibilita uma melhor eficiência do sistema como um todo (Rao, 2008).

### **2.3.4 CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÕES VIA SMA**

As ligas com memória de forma associadas ao controle ativo de vibrações utilizam o poder de recuperação de uma deformação a fim de reestabelecer a forma prévia do material devido à submissão a um processo térmico. Mas sendo a taxa de troca de calor com o meio menor, o tempo de resposta do atuador será maior. Esse fato deve-se à dependência das propriedades térmicas e mecânicas da liga e da troca de calor com o tempo de resposta e o deslocamento do atuador. Para uma baixa troca de calor com o meio, o atuador levará um tempo maior para retornar à sua condição inicial e iniciar um novo ciclo ao fim de cada processo de aquecimento (Da Silva, 2007).

Para uma frequência de ativação (aquecimento) fixa, o deslocamento do atuador com memória de forma diminui conforme a temperatura da liga também diminui. No caso, na transformação martensítica induzida termicamente, uma maior temperatura proporciona uma maior fração de austenita, logo, maior deslocamento da liga na faixa de temperatura de transformação de fase (Da Silva, 2007).

### **2.3.5 CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES VIA SMA**

O desenvolvimento de sistemas de controle passivo de vibração via SMA explora basicamente o comportamento pseudoelástico das SMA. Na fase austenítica elas se comportam pseudoelasticamente. Tal comportamento pode envolver deformações recuperáveis da ordem de 10% para alguns materiais, em contraste à relativamente insignificante deformação recuperável da grande maioria dos materiais metálicos que se restringe ao regime elástico. Além da grande capacidade de absorção de energia, o comportamento pseudoelástico envolve uma força restauradora (Da Silva, 2007).

O objetivo primário da isolamento de vibração é reduzir forças ou movimentos que são transmitidos de uma estrutura a outra. Tradicionalmente, busca-se atingir este objetivo através de sistemas de isolamento (conexões) entre tais estruturas de maneira a reduzir efeitos indesejados ou perturbações na estrutura de interesse, através da isolamento. Tais sistemas possuem normalmente rigidez relativamente baixa. Entretanto, em situações que envolvem grandes cargas, a baixa rigidez gera grandes deslocamentos. Esse problema tem sido contornado pelo uso de dispositivos de rigidez decrescente. Ou seja, dispositivos cuja rigidez é inicialmente alta, mas que diminui com o aumento da carga. Assim, o estado rígido do dispositivo suporta a carga inicial, e a transmissibilidade é reduzida pela rigidez menor na faixa de operação do dispositivo (Da Silva, 2007).

## **2.4 VIBRAÇÕES EM CABOS DE TRANSMISSÃO**

A vibração devido à ação dos ventos em linhas aéreas de transmissão de alta voltagem provoca fadiga dos cabos e pode levar a graves acidentes. Conforme o vento passa pelo cabo, ocorre a formação de vórtices de Von Kármán e desta forma, a força alternada de sustentação aerodinâmica

devido ao desprendimento dos vórtices do escoamento leva o componente à vibração e consequentemente à fadiga (Da Silva, 2007).

A fadiga é perigosa e comumente causa danos aos cabos no ponto em que eles estão presos à torre ou possuem algum outro tipo de restrição ao movimento devido ao escoamento eólico. Geralmente, os pontos de restrição do movimento são os em que estão fixados os grampos. Vibrações eólicas são as maiores causas das falhas por fadiga. Conforme a amplitude do movimento aumenta, maior os danos provocados pela fadiga no cabo (Matt et al, 2007).

O movimento vertical é a maior causa da ruptura dos cabos, na região próxima ao ponto de fixação. A fadiga decorre nesses casos do movimento vertical do cabo quando a frequência da força que sustenta o cabo se iguala à frequência de ressonância (Hard et al, 2007).

Até uma determinada amplitude, o cabo suporta o movimento devido à vibração. Essa amplitude é o limite em que o conjunto que sustenta o cabo, os fixadores e os grampos, apresenta. Conforme o limite é excedido, maior será a velocidade de surgimento da falha (EPRI, 1979).

Os vórtices de Von Kármán tendem a se soltar conforme cresce o número de Reynolds, que associa a velocidade, a viscosidade do fluido e o diâmetro do cabo condutor. O número de Reynolds é dado pela equação (9):

$$R = \frac{V_f D}{\nu}, \quad (9)$$

onde  $V_f$  é a velocidade do fluido,  $D$  é o diâmetro do cabo condutor e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido.

O desprendimento ocorre na frequência de desprendimento  $f$ , que se relaciona com velocidade do vento  $V$  e com o diâmetro  $D$  do condutor pela constante de proporcionalidade  $St$ , que é número de Strouhal, dado pela seguinte equação (10):

$$St = \frac{f D}{V}. \quad (10)$$

Conforme isso ocorre, forma-se uma esteira na parte traseira do cabo durante o escoamento. Devido à irregularidade da esteira, os vórtices de Von Kármán são irregulares e em consequência também são as forças de arrasto e sustentação (Matt et al, 2007).

Conforme essas duas forças (arrasto e sustentação) entram em uma frequência igual a uma das frequências naturais na qual o cabo se encontra, então há uma ressonância. É desta forma que a vibração dos cabos traz riscos e a segurança fica comprometida, pois ambas as frequências, de

ressonância e excitação, se aproximam podendo ocorrer ruptura dos cabos de alta transmissão de energia, fadiga e falhas (Matt et al, 2007).

Esses vórtices, exemplificados na figura 2.18, são fluxos de ar com movimentos em forma cilíndrica. Eles causam a variação de pressão, e resultam em forças que aumentam e diminuem verticalmente nos cabos. Juntamente a esses movimentos verticais também acontecem vibrações torcionais causadas pela diferença de velocidade dos vórtices em formação e os que já estão se desprendendo (Rawlins et al, 1979).



Figura 2.18- Formação de Vórtices (Tyco Electronics).

Também são perigosas vibrações de frequência muito baixa e alta amplitude, principalmente no movimento vertical do condutor, geralmente causado por ventos de moderada força que atravessam o condutor. Geralmente acontecem em regiões com temperaturas mais baixas, levando ao congelamento dos cabos (Hard et al, 1979).

Os ventos de alta velocidade causam zonas de baixa pressão atmosférica e fazem com que o cabo condutor fique rodando em trajetórias incontrolláveis (Hard et al, 1979).

Assim, absorvedores dinâmicos de vibração oferecem uma proteção mecânica contra a vibração causada pelos ventos em linhas de transmissão de energia. Eles absorvem a energia mecânica devido ao vento e trazem uma maior durabilidade dos cabos e das linhas de transmissão, consequentemente. Eles podem controlar as amplitudes nas quais os cabos vibram, o que os torna de grande importância para reduzir prejuízos e acidentes. O objetivo dos absorvedores em linhas de transmissão aérea é

reduzir as amplitudes de vibração causadas pelo vento, que são as principais causas de ruptura de cabos condutores (Almeida et al; 1992).

## 2.5 ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÃO

Um sistema mecânico, ou parte dele, onde age uma força alternada permanente de frequência constante, pode estar sujeito a vibrações indesejáveis, especialmente quando está próxima da frequência de ressonância.

Perante tal situação pode-se tentar eliminar a força externa ou alterar a massa ou ainda a constante de mola do sistema, como intuito de afastar a frequência natural da frequência da força excitadora. Estas medidas podem não ser práticas e uma terceira alternativa seria um *absorvedor dinâmico de vibração*.

O absorvedor dinâmico de vibração clássico consiste numa massa acoplada com uma mola e um amortecedor, adicionando ao sistema ao qual está conectado um novo grau de liberdade. Este sistema é então sintonizado para vibrar com amplitudes mais elevadas, absorvendo, assim, parte da energia vibratória do sistema.

Os absorvedores dinâmicos devem ficar próximos à fixação dos condutores. Nesses locais, as vibrações são mais danosas e, portanto exigem mais atenção (EPRI, 1979).

Existem diversos tipos de absorvedores. Por exemplo, amortecedores tipo ponte ou *Bretelle* (festão), braço oscilante, amortecedores *Helgra*, sistema massa mola ou *bouche*, amortecedores torcionais, amortecedor linear, absorvedores tipo *stockbridge* dentre outros (Fucks et al, 2005).

### 2.5.1 ABSORVEDORES DINÂMICOS DO TIPO STOCKBRIDGE

Dentre os diversos absorvedores existentes, o *stockbridge* é o tipo mais comumente utilizado. É interessante observar que ele apresenta uma das melhores relações custo-benefício dentre os absorvedores dinâmicos existentes. Além disso, seu funcionamento e construção são relativamente simples, mas não o torna menos complexo que os outros absorvedores.

O absorvedor tipo *stockbridge* foi inicialmente projetado em 1925 por George Stockbridge e passou por várias modificações, bem como, foi amplamente empregado em vários países também com modificações (Hard et al, 1979).

A figura 2.19 apresenta uma foto de uma linha de transmissão com a utilização de *stockbridges*.

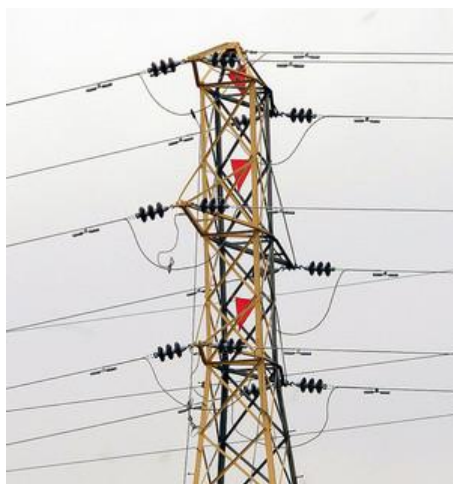


Figura 2.19 - *Stockbridges* em linhas de transmissão (Barnes, 2011).

Os absorvedores dinâmicos de vibração do tipo *stockbridge* respondem bem dentro de sua faixa especificada. O seu bom desempenho ocorre dentro de zonas de utilização que variam conforme o tipo de terreno.

Os *stockbridges* são constituídos basicamente de duas massas inerciais conectadas entre si por um cabo mensageiro, que é conectado ao cabo condutor por um grampo de fixação.

O cabo mensageiro é constituído de uma alma envolta por camadas de tentos entrelaçados. O atrito gerado entre os tentos do cabo mensageiro, quando este é flexionado pela ação do vento, é o mecanismo responsável pela dissipação de energia mecânica nestes dispositivos (Wagner et al., 1973; Dhotarad, et al., 1978; Hagedorn, 1982; Guedes et al, 2005).

A figura 2.20 mostra um desenho esquemático do *stockbridge*.

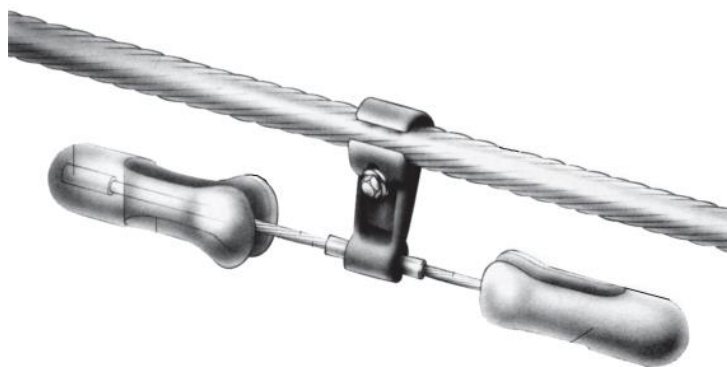


Figura 2.20 – Desenho esquemático de um *Stockbridge* (Hubbell Power Systems).

### 2.5.1.1 FUNCIONAMENTO DO STOCKBRIDGE

O *stockbridge* exerce uma força vertical sobre o condutor no ponto em que foi fixado (Hard et al,1979). Dessa forma, ele absorve parte da energia mecânica causada pelo vento, somente em frequência de banda baixa próxima à frequência natural (Hard et al,1979). A energia mecânica exercida pelas vibrações eólicas sobre o cabo pode distorcer a forma da onda que atravessa ao longo do condutor de tal forma que essas deformações podem acarretar danos altamente perigosos, principalmente próximos aos pontos de fixação (Hard et al,1979).

A figura 2.21 abaixo mostra a representação de um amortecedor *stockbridge* e do grampo de fixação. Nessa figura  $M_f$  é a massa do grampo de fixação,  $C_f$  é o amortecimento do grampo de fixação,



$M_d$  é a massa do amortecedor stockbridge,  $K_d$  é a rigidez do amortecedor Stockbridge e  $C_d$  é o amortecimento do stockbridge.

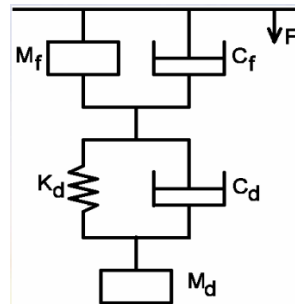


Figura 2.21- *Stockbridge* esquemático.

Assim, forças são dadas pelas relações entre  $M_f$ ,  $C_f$ ,  $M_d$ ,  $C_d$  e  $K_d$ . Assumindo-se essas componentes, o amortecedor e o grampo de fixação se comportam linearmente em relação ao seu deslocamento. Essa relação é dada pela seguinte fórmula:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = F \sin \theta, \quad (11)$$

onde  $m$  é a massa do componente do sistema,  $c$  é o coeficiente de amortecimento e  $k$  é a rigidez da mola.

O amortecimento dinâmico de vibração, portanto, é composto por um sistema massa mola. Sua função é que as frequências naturais do sistema composto pelo absorvedor e o cabo distanciem-se da frequência de excitação. Então, como esse sistema comporta-se similar a um massa mola, ele pode ser sintonizado com a frequência de vibração induzida por uma força externa (Rao, 2008).

Para melhor entendimento da absorção de vibrações realizadas pelo *stockbridge*, podem ser observadas três fases de um ciclo em sequência às vibrações na figura 2.22.

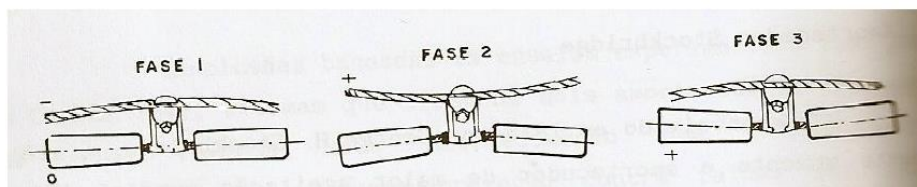


Figura 2.22 – Fases de amortecimento (Labegalini et al, 2005).

Na primeira fase, o condutor é flexionado para baixo, porém o absorvedor mantém sua posição devido à inércia. Na segunda fase, o condutor é flexionado para cima e o absorvedor, sendo vencido

pela inércia estática e adquirindo energia cinética, movimenta-se para baixo. Na terceira fase, o condutor retorna à posição negativa, porém o absorvedor, devido à energia cinética obtida do condutor, é flexionado para cima (Labegolini, et al,2005).

É observado que para esses tipos de absorvedores o funcionamento é realizado em contrafase em relação ao condutor. De acordo com suas frequências de ressonância tem-se mostrado muito efetivo (Labegolini et al, 2005). Porém essa eficiência diminui muito e rapidamente fora da região entre essas frequências. Isso implica na necessidade do conhecimento prévio das características de vibração do condutor, de modo a coordená-las com as do absorvedor, da qualidade do material que é feito o cabo mensageiro e do modo com que as massas são a ele conectadas. O tipo de presilha ou grampo de fixação usado é outro detalhe importante, pois no momento de sua fixação ao cabo condutor deve-se tomar cuidado para não ferir o cabo condutor, pois isso poderia reduzir a vida útil do mesmo (Labegolini et al, 2005).

#### 2.5.1.2 TIPOS DE STOCKBRIDGES

Os absorvedores dinâmicos *Stockbridge* podem ser do tipo simétrico, assimétrico ou dogbones.

##### STOCKBRIDGE SIMÉTRICO

O *stockbridge* simétrico, mostrado na figura 2.23, consiste em duas massas inerciais iguais, o cabo mensageiro dividido pelo grampo de fixação ocorre simetricamente e tem duas frequências naturais lineares diferentes. Assim, a sua eficiência é muito satisfatória se dentro dessas frequências, mas fora delas, ele apresenta uma eficiência bastante reduzida (Hard et al, 1979).



Figura 2.23 – Absorvedor *stockbridge* simétrico (FHWA, 2006).

A figura 2.24, ilustra uma curva característica do absorvedor *stockbridge* simétrico; é possível ver o gráfico da dissipação de potência de acordo com a frequência a qual o absorvedor dinâmico está sujeito. Esse gráfico serve como referência e pode ser obtido experimentalmente a partir de ensaio com um *shaker*.

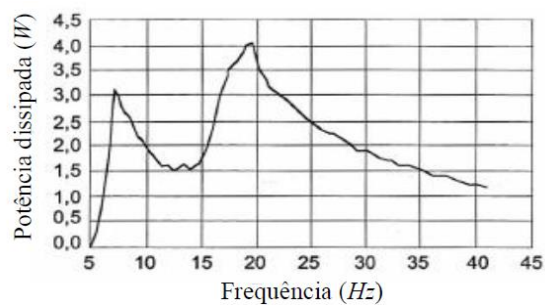


Figura 2.24- Potência dissipada *stockbridge* simétrico (IEC 61897-1998-09).

## STOCKBRIDGE ASSIMÉTRICO

O *stockbridge* assimétrico, figura 2.25, apresenta duas massas diferentes e seu cabo mensageiro é dividido pelo grampo de fixação assimetricamente. Em certas ocasiões, este modelo é mais indicado, pois tem duas frequências naturais a mais (Oliveira, 1983).

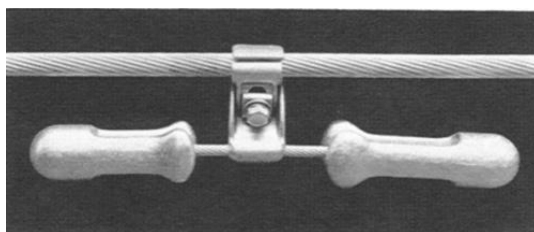


Figura 2.25 –Absorvedor stockbridge assimétrico (Electrical Power Research Institute, 1979).

A curva característica do stockbridge assimétrico é mostrada n figura 2.26 abaixo. Ela ilustra a potência dissipada pela frequência.

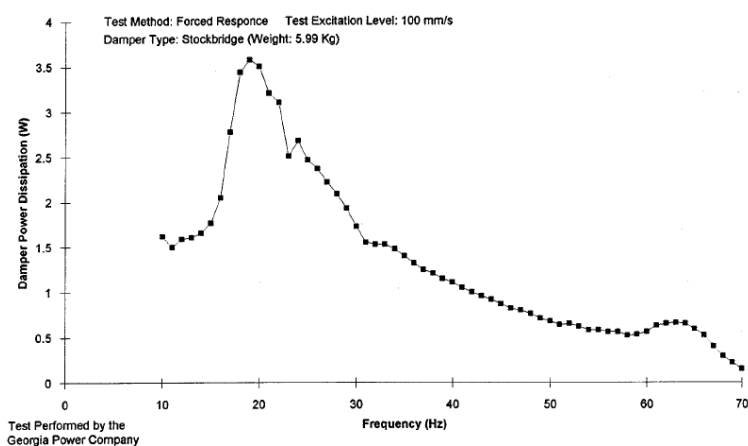


Figura 2.26 – Potência dissipada *stockbridge* assimétrico (IEEE Std 664TM -R2007).

## STOCKBRIDGE DOGBONE

O terceiro tipo de absorvedor *stockbridge* é o *dogbone*, figura 2.27, onde semelhantemente ao simétrico, suas massas são iguais e o cabo mensageiro possuía simetria em relação às massas. Entretanto, as massas possuem centro de massa fora do eixo axial do *stockbridge*. Assim, além das suas duas frequências naturais, este absorvedor apresenta uma frequência natural torsional.

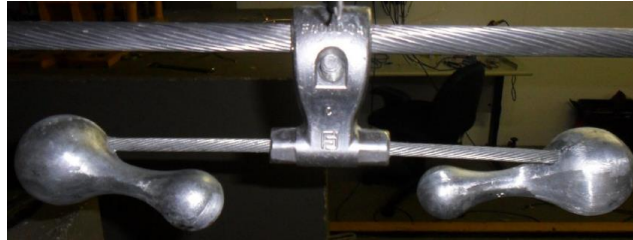


Figura 2.27 – Absorvedor stockbridge dogbones (Silva Junior, 2011).

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

*Este capítulo tem o objetivo de explicar o método utilizado no projeto a partir da norma, na qual se baseou o procedimento. Também é esclarecido nesse capítulo quais os procedimentos a serem utilizados..*

#### 3 MÉTODO

No presente projeto, a avaliação de capacidade de dissipação de energia mecânica do protótipo de *stockbridge* pseudoelástico será feita de acordo com o Método da Resposta Forçada descrita na norma IEEE Std 664 – 1993.

##### 3.1 O MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA

Este método é também conhecido por Teste de Características Dinâmicas e consiste basicamente da medição de força e velocidade aplicadas ao dispositivo a ser avaliado montado diretamente num *shaker*, como ilustrado na figura 3.1.



Figura 3.1 – *Shaker* ilustrativo.

Dos resultados da medição obtém-se a potência dissipada pela equação (12):

$$P = \frac{1}{2}(FV_s)\cos\theta_s, \quad (12)$$

onde  $P$  é a potência dissipada,  $F$  é a força medida no *shaker*,  $V_s$  é a velocidade medida no *shaker* e  $\Theta_s$  é a diferença de ângulo de fase entre a força e a velocidade medidas. O ensaio através do *shaker* permite que o absorvedor *stockbridge* seja excitado em frequências equivalentes a da vibração causada pelo vento nos cabos transmissores de energia. O *shaker* faz uma força e há o movimento do grampo de fixação.

Com esses testes, é possível obter relação entre a força e a velocidade na qual o grampo desloca-se para se ter a frequência do amortecedor. Mais ainda, também é possível saber quanta potência o amortecedor dissipa de acordo com determinada frequência e, por fim, pode-se obter o ângulo de fase em função da frequência.

Além do método da Resposta Forçada, existem outros métodos para medição da potência dissipada em função da frequência de excitação. Os outros métodos são: método da velocidade constante, método da potência e método do decaimento.

No método da resposta forçada, o cabo deverá ser vibrado por um shaker numa frequência em que o cabo da transmissão encontra-se, dentro de um estado crítico. O método da Resposta Forçada não necessita de montagem no cabo e as frequências são contínuas, ao contrário dos outros métodos, em que as frequências são discretas e possibilita um estudo das características dinâmicas individuais de cada *stockbridge*. Além dessas características, este método tem um tempo de duração em torno de meia hora por cada amostra e assim permite que se tenham os resultados, em um intervalo contínuo, mais rapidamente que os outros métodos. Em contrapartida, este método não pode ser aplicado para todos os tipos de absorvedores. Ele também fornece uma visualização mais simplificada pelo fato de se obter características dinâmicas individuais, ao invés do sistema todo. Assim, os resultados não ficam muito próximos da realidade, já que nem todas as forças são reproduzíveis.

Nesse contexto, a utilização de ligas com memória de forma no desenvolvimento de absorvedores dinâmicos é testada com a finalidade de se obter uma maior eficiência do sistema aumentando a faixa de frequência para se absorver a energia mecânica devido à vibração, diminuir o peso, e assim promover um melhor absorção da energia devido à vibração eólica. Algumas dessas ligas melhor amortecem a vibração devido a sua maior rigidez. Mais ainda nas SMA, aliadas à elevada capacidade de absorver energia, a deformação pode ser recuperada, pois o material comporta-se no regime elástico e no regime pseudoelástico há uma força restauradora.

O Método da Resposta Forçada permite que se obtenham as características dinâmicas a partir da medição da força, aceleração e velocidade as quais estará sujeito o absorvedor, que será montado em um shaker diretamente, a fim de fornecer ao absorvedor uma força de excitação senoidal. Para acoplar o absorvedor ao shaker, um suporte que simula a fixação em um cabo condutor será utilizado.

É importante lembrar que o suporte deverá ter a menor massa possível a fim de reduzir as interferências durante as medições.

### 3.2 NORMA

De acordo com a norma IEEE Std 664<sup>TM</sup>- 1993 (R2007), o *shaker* deve ser acoplado a um sistema que controle os sinais da força e da velocidade de saída com uma precisão em torno de 2% do valor medido. Os dados do ângulo de fase entre os sinais de força e de velocidade devem ser feitos com uma precisão alta a fim de que a precisão do ângulo de fase encontre-se em torno de 1% do valor medido.

### 3.3 BANCADA DE ENSAIOS

A bancada de ensaios foi montada conforme o esquema da figura 3.2.

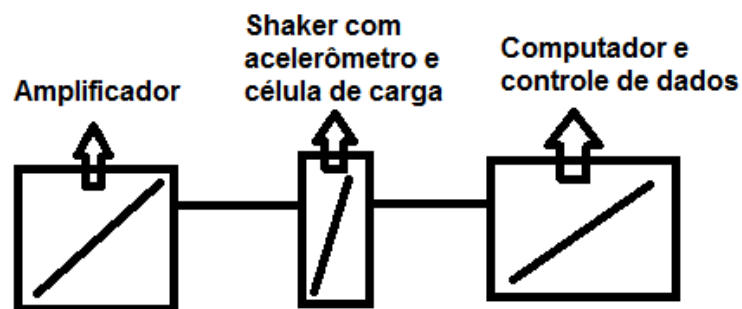


Figura 3.2 – Esquema da bancada de ensaios.

O *shaker* utilizado no ensaio, presente no LabMati (Laboratório de Materiais) é mostrado na figura 3.3 abaixo.



Figura 3.3 – *Shaker* do LabMati (Laboratório de Materiais).

Sobre o shaker é colocado o suporte para o absorvedor, como mostrado na figura 3.4:

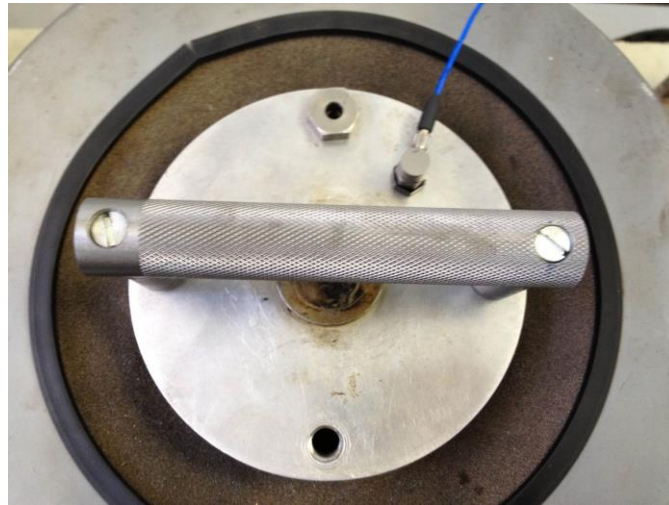


Figura 3.4 – suporte sobre o *Shaker*.

Após essa montagem inicial, diretamente no shaker, são posicionadas duas células de carga baseado no mecanismo de excitação para medir a força aplicada pelo sistema de controle. Um acelerômetro é fixado no suporte com o intuito de se medir a aceleração do sistema. Por fim, todo o sistema descrito é conectado ao computador. Os parâmetros do ensaio são enviados ao controlador do shaker. Logo, o controlador envia o comando para o shaker excitar o aparato. Junto ao shaker e ao stockbridge são acoplados sensores que captam as respostas e enviam para o sistema de aquisição de dados. Esse sistema, comunicado pelo *Signal Star Vibration Controller-Sine*, transfere o sinal de volta para o computador, figura 3.5, e assim plota o gráfico a partir de dados coletados. O *shaker* é ligado a um amplificador, o qual transmite a energia para que o sistema funcione.



Figura 3.5 – Computador para análise de dados.



### 3.3.1 O SUPORTE

O teste com os *stockbridges* foram realizados acoplando-os ao *shaker*. Para isso, foi desenhado e produzido um suporte com tamanho compatível aos locais para fixação presentes na base do *shaker*. A figura a seguir ilustra o suporte utilizado e desmontado. Conforme utilizado na dissertação de mestrado por Silva Junior em 2011, um suporte semelhante foi confeccionado, mas com medidas diferentes, pois na época utilizou-se outro *shaker*. O suporte é composto de três barras cilíndricas, sendo duas iguais. Ele é mostrado na figura 3.6.

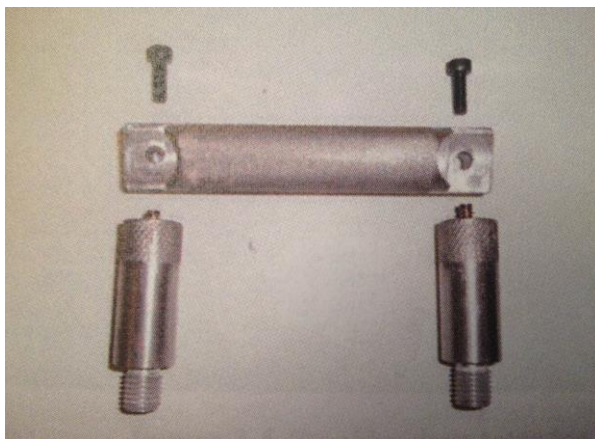


Figura 3.6 – Suporte.

As barras iguais são acopladas diretamente à base do *shaker* por meio de uma rosca presente (Figura 3.7).



Figura 3.7 – Base do *shaker* que recebe o suporte.

Já a barra superior é presa as duas horizontalmente por meio de dois parafusos. Assim, forma-se uma “alça”, cuja parte superior serve como local para se acoplar o absorvedor.

As barras presas diretamente ao *shaker* possuem 50mm de comprimento e 19mm de diâmetro. Já a barra superior horizontal possui 150mm de comprimento com furos para os parafusos a serem acoplados.

### 3.3.2 OS STOCKBRIDGES

Para o ensaio convencional dos stockbridges sobre o shaker, foram utilizados três *stockbridges* disponíveis no LabMati (Laboratório de Materiais). Os *stockbridges*, figura 3.8, disponíveis foram *dogbone* F4000-4 de 2,85kg, *dogbone* F4000-8 de 4,6kg e um assimétrico de 2,265kg.

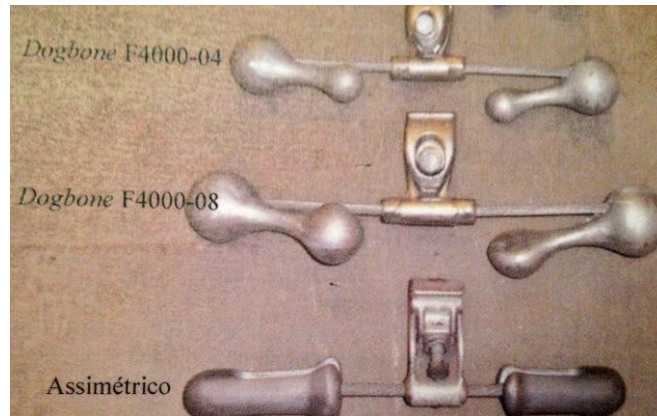


Figura 3.8 – *Stockbridges* utilizados.

### 3.4 O MÉTODO DA RESPOSTA FORÇADA

A partir da força e da velocidade impostas ao absorvedor dinâmico *stockbridge*, é possível obter a potência dissipada referente a cada absorvedor, por isso, esse método é chamado Método da Resposta Forçada. A simplicidade desse método deve-se ao fato de não haver uma interação do *stockbridge* com a linha de transmissão. Nesse caso, os resultados refletem características dinâmicas de cada *stockbridge* individualmente.

Após a montagem da bancada de ensaios, foi necessário realizar a sua calibração, utilizando-se células de carga e acelerômetro, a fim de obter os dados de resposta do experimento. A figura 3.9 a seguir ilustra o acelerômetro utilizado para o experimento. O acelerômetro, além de medir a aceleração, também fornece velocidade e o ângulo de fase.



Figura 3.9: Acelerômetro utilizado no ensaio.

Para realizar o ensaio, foi seguida a norma IEEE Std 664<sup>TM</sup>- 1993 (R2007), descrita no *IEEE Guide for Laboratory Measurement of the Power Dissipation characteristics of Aeolian Vibration Dampers for Single Conductors*. Assim, conforme ela especifica, a velocidade à qual foi imposta ao *shaker* transmitir ao absorvedor foi de 100mm/s por intervalos contínuos de 0,5Hz. Mais ainda, a faixa de velocidade segundo a norma deve ser de 1 a 7m/s, o que, conseqüentemente, leva a uma faixa de frequência de 5 a 70Hz.

Com a montagem da bancada como já especificada, foi possível então montar junto ao *shaker* os acelerômetros e as células de carga. Dessa forma, obteve-se os dados de força imposta ao *stockbridge*. Essa força é medida pelas células de carga, que para uma melhor performance são colocadas na base do *shaker*. As células de carga permitem que se obtenha a força que o *shaker* exerce sobre o sistema.

Também, com a aceleração, a velocidade e o ângulo de fase obtidos devido ao acelerômetro, a potência dissipada é então obtida pela equação característica já apresentada do método da potência.

Com os parâmetros de entrada estabelecidos, o controle do sistema adquire as características necessárias para os ensaios a serem feitos e os mantém, caso não se deseje modificações para mesmos experimentos. Com a calibração devidamente feita, primeiro, apenas o suporte é montado. Sem a presença de absorvedor na estrutura, o suporte é submetido a uma tomada de dados, gerando um gráfico de potencia dissipada por frequência (de excitação). A importância dessa tomada inicial de dados se deve ao fato de que, posteriormente, eles serão subtraídos da potencia dissipada pelo amortecedor. Esse procedimento é necessário para evitar a influência da massa da fixação.

Portanto, a potência dissipada pelo absorvedor *stockbridge*, individualmente, é obtida da subtração dos dados de cálculo entre a potência dissipada pelo conjunto do *stockbridge* acoplado ao suporte e o suporte individualmente ensaiado.

## 4 RESULTADOS

*Neste capítulo, estão dispostos os gráficos obtidos dos ensaios do tipo convencional, descrito no capítulo anterior.*

### 4.1 RESULTADOS DO ENSAIO CONVENCIONAL

O ensaio convencional tratado neste trabalho refere-se ao ensaio segundo o método da resposta forçada realizado com a utilização de *stockbridges* convencionais, ou seja, os modelos ensaiados neste projeto foram os *stockbridges* descritos no capítulo anterior sobre o *shaker* sujeito à vibração.

O ensaio convencional de *stockbridges* segundo o método da resposta forçada gerou os resultados a seguir dispostos. Os gráficos descrevem curvas de potência dissipada em Watts pela frequência em Hertz.

Primeiramente, obteve-se o gráfico utilizando-se somente o suporte, que foi usinado no Laboratório de Fabricação do bloco SG 9 com a finalidade de sustentar os *stockbridges* convencionais. A figura 4.1 a seguir, ilustra o suporte montado sobre o *shaker*.

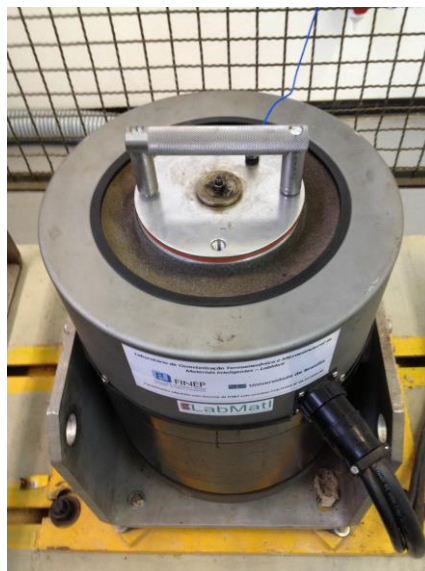


Figura 4.1 – Suporte que se adequa ao *shaker*.

A medição de dissipação de energia do suporte é realizada para que seja possível obter a potência dissipada por cada *stockbridge* convencional individualmente. Ou seja, como cada *stockbridge* é ensaiado sobre o suporte, conjunto este que é acoplado ao *shaker*, os resultados fornecem a potência dissipada pelo conjunto como um todo. Mas o interessante é obter os dados de potência dissipada para cada absorvedor dinâmico de vibração isoladamente. Portanto, é necessário realizar uma diferença entre a potência dissipada pelo conjunto, *stockbridge* e suporte, montado sobre o *shaker* e a potência dissipada pelo suporte, somente. Os gráficos aqui resultantes dos ensaios já estão na forma isolada de resposta de cada *stockbridge* ensaiado, portanto as subtrações foram previamente realizadas.

O primeiro gráfico obtido é o da figura 4.2, Como se pode observar, a energia começou a ser dissipada próximo à 20Hz e em 55Hz, aproximadamente, a energia dissipada chega a 0,7 Watts.

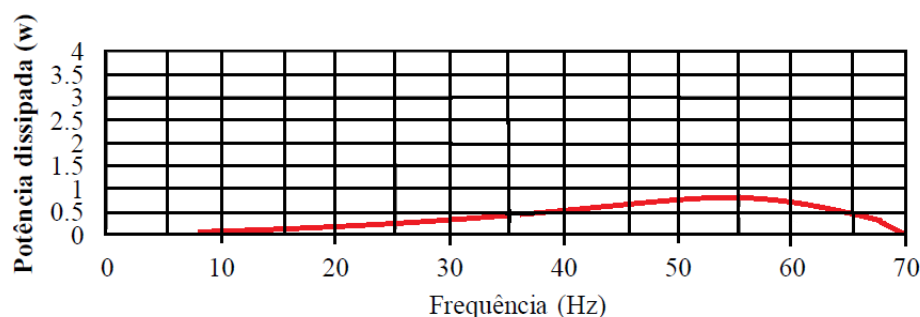


Figura 4.2- Potência dissipada do suporte.

A análise do gráfico da figura 4.2 acima mostrado exibe uma dissipação de potência baixa para o suporte. Esse resultado é esperado e satisfatório, pois o suporte foi elaborado visando a menor massa possível. Conforme seja possível um aperfeiçoamento do suporte, melhor será a resposta de dissipação de potência. Em comparação com o gráfico obtido (Yamamoto e Cauchute, 2009), exibido na figura 4.3 abaixo, é possível observar que o aperfeiçoamento do suporte altera consideravelmente a potência dissipada em função da frequência. Segundo o projeto (Yamamoto e Cauchute, 2009), a justificativa para a alta dissipação de potência do ensaio do suporte justifica-se devido à elevada massa do suporte.

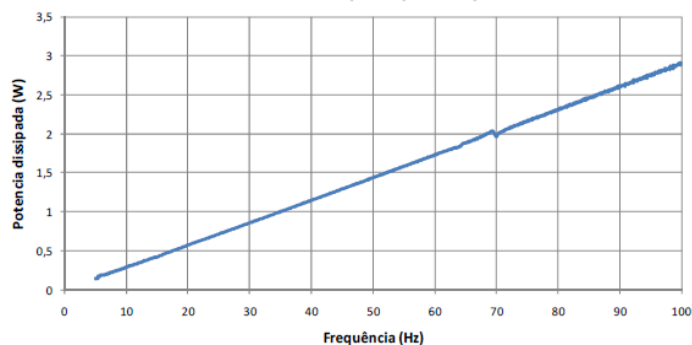


Figura 4.3 – Potência dissipada pelo ensaio do suporte (Yamamoto e Cauchute, 2009).

A figura 4.4 mostra o gráfico do *stockbridge DogBone* F4000-4. A energia máxima dissipada foi próxima à frequência de 11Hz com um valor de 1,7Watts, mas também observa-se pico de energia em 35Hz com uma energia dissipada de 1,5Watts.

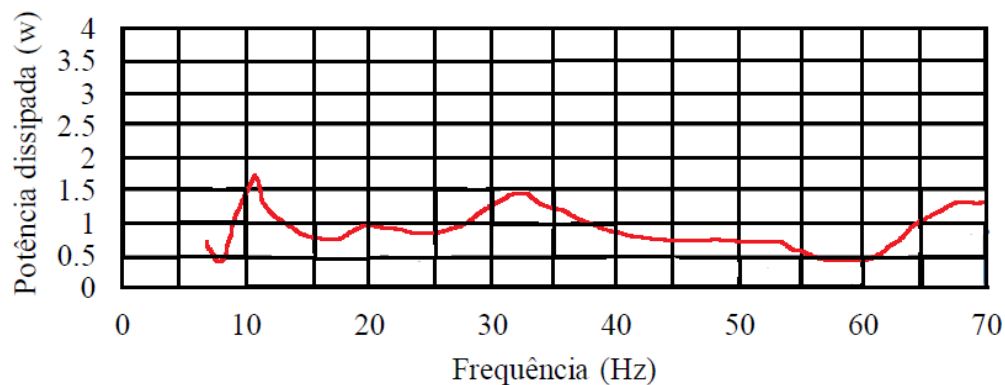


Figura 4.4 – Potência dissipada *stockbridge DogBone* F4000-4.

Já a figura 4.5 abaixo (Yamamoto e Cauchute, 2009), mostra também a potência dissipada pela frequência de um *stockbridge DogBone* F4000-4. Comparando os dois gráficos, é possível observar uma semelhança nos picos da curva, o que demonstra então um resultado satisfatório do ensaio.

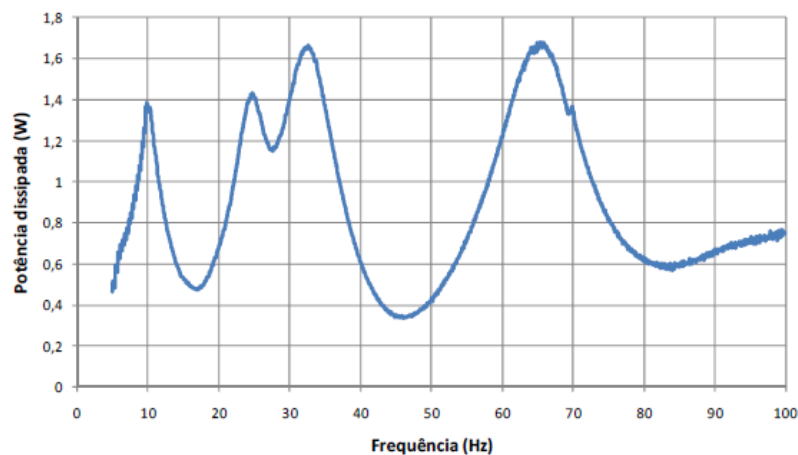


Figura 4.5 – Potência dissipada ensaio *DogBone* F4000-4 (Yamamoto e Cauchute, 2009).

A figura 4.6 mostra o gráfico do *stockbridge DogBone* F4000-8. Nesse caso, o pico de dissipação de energia ficou próximo a 20Hz onde houve uma dissipação de 3,3Watts.

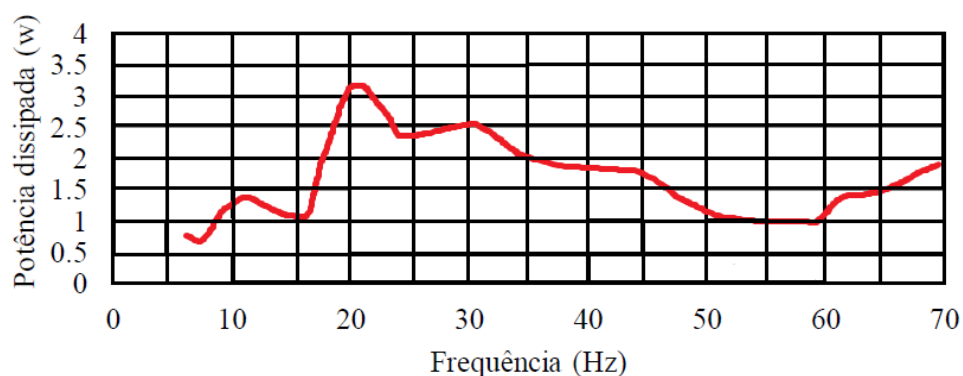


Figura 4.6 – Potência dissipada *stockbridge DogBone* F4000-8.

Em comparação com a figura 4.7 (Yamamoto e Cauchute, 2009), observa-se menos semelhança nos resultados. A diferença entre os gráficos obtidos pode ser atribuída ao diferente suporte utilizado, assim como o *shaker*, já que os ensaios foram realizados com bancadas de ensaios diferentes. Apesar disto, em ambos os casos, para o *stockbridge DogBone* F4000-8, o pico da potência dissipada foi em 20Hz.

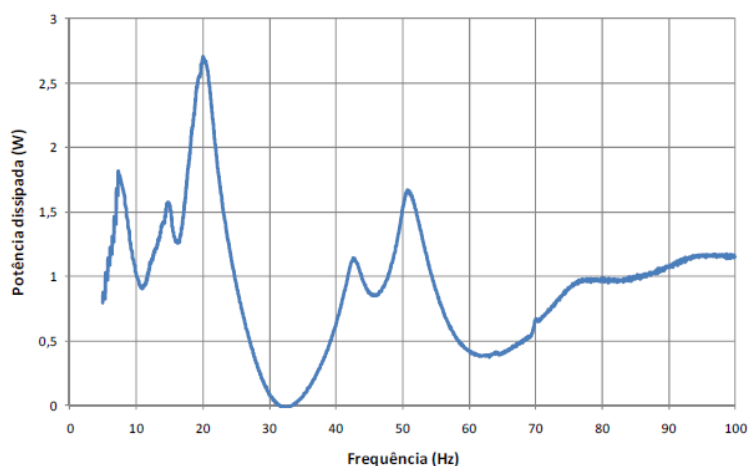


Figura 4.7 – Potência dissipada ensaio *DogBone* F4000-8 (Yamamoto e Cauchute, 2009).

O *stockbridge* assimétrico tem seu gráfico mostrado na figura 4.8. Nele, a maior dissipação de energia foi em 66Hz com 1,6Watts mas também um pico elevado foi observado em 20Hz e 45Hz com dissipação de 1,5Watts em cada.

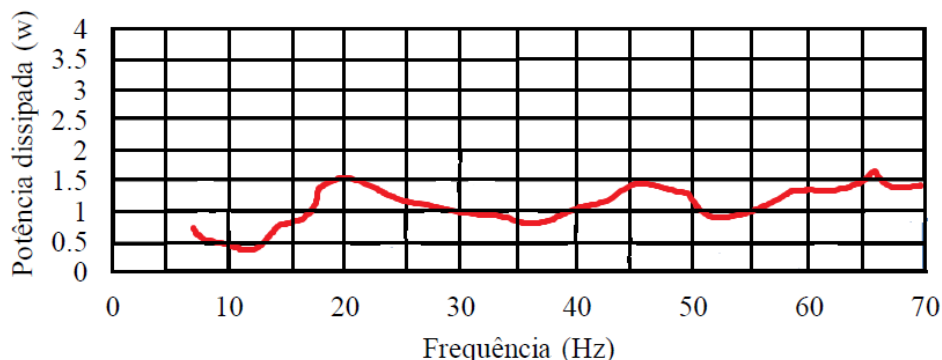


Figura 4.8 – Potência dissipada do stockbridge assimétrico.

Comparando o gráfico da figura 4.8 com o da figura 4.9 (Yamamoto e Cauchute, 2009), é possível ver que em ambos apresentam três picos de dissipação de potência mas em frequências um pouco diferentes. De qualquer forma, as variações não foram totalmente diferentes, o que demonstra certa coerência no ensaio aqui realizado.

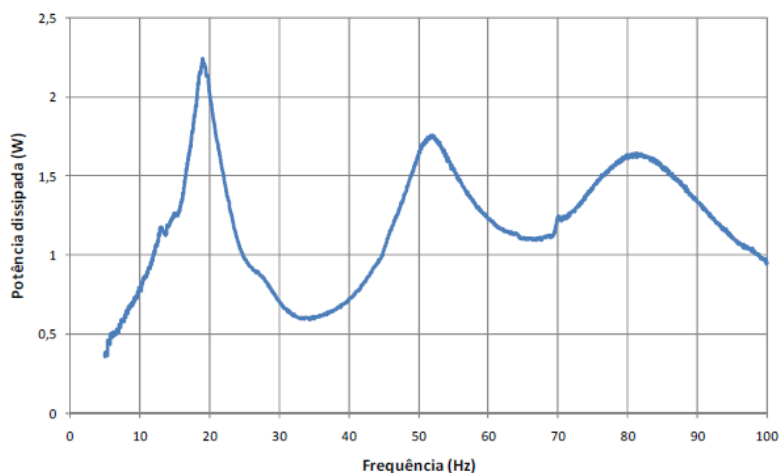


Figura 4.9 – Potência dissipada ensaio *Stockbridge* assimétrico (Yamamoto e Cauchute, 2009).

Portanto, os gráficos obtidos pelo método de ensaio convencional segundo o Método da Resposta Forçada foram coerentes com o esperado, já que estudos anteriores revelam semelhança entre a potência dissipada em função da frequência para cada tipo de *stockbridge* convencional ensaiado neste projeto.



O ensaio convencional dos *stockbridges* revelaram que o *stockbridge* do tipo *DogBone* tem uma resposta que varia conforme a sua massa. Os *stockbridges* disponíveis foram *dogbone* F4000-4 de 2,85kg, *dogbone* F4000-8 de 4,6kg e um assimétrico de 2,265kg.

Comparando-se os *DogBones* F4000-4 e F4000-8, foi possível observar que o primeiro, com menor massa, apresentou uma dissipação diferente e um menor desempenho, comparando-se mesmas faixas de frequência, que o segundo. O *DogBone* F4000-4 apresentou um pico de dissipação mais baixo que o *DogBone* F4000-8, que chegou a quase o dobro do primeiro. Mais ainda, o *DogBone* F4000-8 apresentou um pico um pouco mais espaçado que o F4000-4 em torno da frequência de 30Hz. Se compararmos o ensaio dos *stockbridges DogBones* com o do *stockbridge* assimétrico, os gráficos revelam que a assimetria entre a posição das massas gera um pico de dissipação maior. É visível que os *DogBones* apresentam picos menos elevados com uma dissipação de potência mais constante ao passo que o *stockbridge* assimétrico revela picos de dissipação de energia inferiores aos *DogBones* mas uma faixa de frequência de dissipação mais espaçada. De qualquer forma, a faixa de dissipação de potência para os *stockbridges* seria mais aproveitada nas linhas de transmissão, caso fossem mais espaçadas, respondendo assim a uma faixa de frequência maior.

Uma alternativa a fim de expandir a faixa de frequência é a exploração de novos materiais a serem utilizados como absorvedor dinâmico de vibração. É o caso das ligas com memória de forma. Comparando-se os resultados obtidos no ensaio convencional com os obtidos utilizando-se um *stockbridge* pseudoelástico, segundo o mesmo método da resposta forçada, nota-se o potencial das ligas com memória de forma para esta finalidade. A figura 4.10 a seguir mostra o gráfico da potência dissipada em função da frequência de um *stockbridge* pseudoelástico, composto de uma barra pseudoelástica de Ni-Ti no lugar do cabo mensageiro convencional.

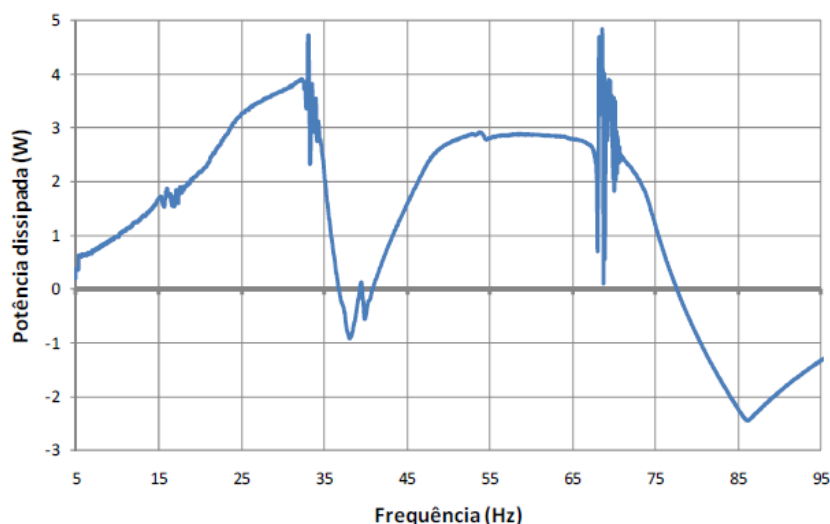


Figura 4.10: Potência dissipada ensaio *stockbridge* pseudoelástico (Yamamoto e Cauchute, 2009).

O ensaio com o *stockbridge* pseudoelástico foi realizado (Yamamoto e Cauchute, 2009) e foi aqui utilizado para se comparar os resultados com o método de ensaio convencional.

Utilizando-se o *stockbridge* pseudoelástico, os picos de dissipação ocorreram em 33Hz e 68hz e foram muito mais elevados (acima de 4W) que os stockbridges convencionais. Mais ainda, as faixas de frequências para os picos de potência dissipada são muito mais espaçadas.

Entretanto, um problema encontrado é a dissipação negativa de potência, que traz riscos perigosos à linha. Uma possível explicação para a dissipação de energia negativa, pode ser o fato do movimento do absorvedor entrar em fase com o movimento do cabo. O segundo pico de dissipação do *stockbridge* pseudoelástico é o mais interessante em comparação aos convencionais, pois demonstra um resultado onde a energia é dissipada constantemente e a faixa na qual ela é dissipada é bem espaçada.

Portanto, o uso das ligas com memória de forma, dado o resultado obtido no trabalho de Yamamoto e Cauchute, pode ser explorado, já que em comparação com resultados convencionais aqui obtidos, houve uma melhora no desempenho do absorvedor dinâmico de vibração.

## 5 CONCLUSÕES

O estudo dos *stockbridges* nesse projeto permitiu uma compreensão da necessidade em aperfeiçoar a resposta dos absorvedores dinâmicos de vibração, pois como os resultados de ensaio convencional indicam, a faixa de frequência para a qual cada tipo de *stockbridge* testado é pequena.

Com isso, a resposta do absorvedor não pode ser aproveitada em todos os tipos de terreno; os *stockbridges* são selecionados para tipos de terrenos específicos e as mudanças que venham a ocorrer nesses terrenos levam a uma queda de desempenho, pois a dissipação de potência ocorre somente para uma determinada e estreita faixa de frequência. Assim, a mudança do tipo de terreno leva a uma operação fora da faixa de frequência especificada, reduzindo o desempenho do absorvedor de vibração na linha de transmissão. Assim pode ocorrer de o absorvedor dinâmico de vibração *stockbridge* não satisfazer o intuito inicial, que é proteger os cabos de transmissão elétrica contra eventuais falhas, principalmente por fadiga, aos quais venham se submeter devido à vibração.

Finalmente, a idéia de se utilizar as ligas com memória de forma em substituição aos materiais convencionais surge como uma alternativa a ser explorada, pois os resultados do ensaio convencional comparados ao do ensaio utilizando um *stockbridge* pseudoelástico, realizado por Yamamoto e Cauchuté em 2009, como mostradas nesse projeto, oferecem uma melhor atuação do absorvedor, já que a dissipação de energia foi maior e a faixa de frequência foi mais ampla utilizando-se as SMA.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AURICCHIO, F., Shape Memory Alloys: Constitutive modeling, structural behavior, experimental validation and design of innovative biomedical devices, Meccanica Strutturale Paiva, Università degli Studi di Paiva, 2002.

SILVA JUNIOR, A. J., Caracterização dinâmica de um protótipo de stockbridge pseudoelástico. Dissertação de mestrado. UnB 2011.

CACHUTÉ, R.S. e YAMAMOTO,R.R., Caracterização dinâmica de um stockbridge pseudoelástico. Projeto de graduação 2 .UnB 2009.

CALLISTER, W. D., Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução, 5ª edição, Ed. LTC, 2002.

DA SILVA, E. P., Relatório Produto 1 (Etapa 1 – Ano 1) Atividades Preliminares, Aplicação de Ligas com Memória de Forma para Controle de Vibração em Máquina e Estruturas (Projeto VibraSMA), Eletronorte, 2007.

DA SILVA,J.A.B ; MESQUITA,A.L.A; DASILVA,E.P.; Controle de Vibração em Máquina Rotativa Utilizando Luva com efeito Memória de Forma,In: V Congresso Nacional De Engenharia Mecânica-CONEM, 2008.

DELAEY, R., KRISHNAN, H. WARLIMONT, H., Thermoelasticity, pseudoelasticity and the memory effects associated with martensitic transformations – Part 1: Structural and microstructural changes associated with the transformations, Journal of Materials Science, Vol. 9, pp. 1521-1535, 1974.

DE PAULA, A. S., LAGOUDAS, D. C., SAVI, M. A., Numerical Investigation of an Adaptive Vibration Absorber Using Shape Memory Alloys , journal of intelligent material systems and structures, vol. 22- January 2011.

EPRI, Transmission Line Reference Book, Wind Induced Conductor Motion, prepared by Gilbert Commonwealth Associates, Jackson MI 1979-80.

F.S. TSE, I.E. MORSE E R.T. HINKLE; Mechanical Vibrations - Theory and Applications, Allyn & Bacon, 1978.

FUCKS, R.D.; ALMEIDA, M.T.; LABEGALINI, P.R.; LABEGALINI, J.A.; Projetos mecânicos das linhas aéreas de transmissão- São Paulo :Edgard Blucher,1992;reimpressão 2005).

GANDHI, M. V. and THOMPSON, B. S., Smart Materials and Structures, Chapman & Hall, London (1992) p. 175–191.

GHANDI, F.; CHAPUIS, G. Passive Damping Augmentation for a Vibrating Beam using Pseudoelastic Shape Memory Alloy Wires. Journal of Sound and Vibration, p.519-539, 2002.

Guide on the Measurement of the performance of Aeolian Vibration Damper for Single Conductors, IEEE Std. 664-1993, (R2007).

HESELBACH, J., shape memory actuators, in adaptronics and smart structures, in H. Janocha, Editor , Springer – Verlag:Berlin, pp.143-160,1995.

KRISHNAN, H., DELAHEY, R. E WARLIMONT, H., Thermoelasticity, pseudoelasticity, and the memory effects associated with martensitic transformations - Part 2: The macroscopic mechanical behaviour, Journal of Materials Science, Vol. 9, pp. 1536-1544, 1974.

LABEGALINI,P.R.; ALMEIDA,M.T.; LABEGALINI,J.A.; FUCKS,R.D.; Projetos mecânicos das linhas aéreas de transmissão- São Paulo :Edgard Blucher,1992; reimpressão 2005.

LAGOUDAS, D. C., Shape Memory Alloys: Modeling and Engineering Applications. Ed. springer, 2007.

LAGOUDAS, D.C., KHAN, M.M., MAYES, J.J. & HENDERSON, B.K., Pseudoelastic SMA spring elements for passive vibration isolation: Part II - Simulations and experimental correlations ,Journal of Intelligent Material Systems and Structures, v.15, n.6, pp.443-470, 2004.

MESQUITA, A.L.A; DA SILVA, J.A.B.; SILVA,E.P., JUNIOR,M.D.; Numerical simulation of Vibration Control in Rotors using Bearing with Shape Memory Effect.SAE technical Papers. V.1,p.1,2008.

OTSUKA, K.; WAYMAN, C.M., Shape Memory Materials, Cambridge: Cambridge Univ. Press, UK, cap 1, p.1-26. 1998.

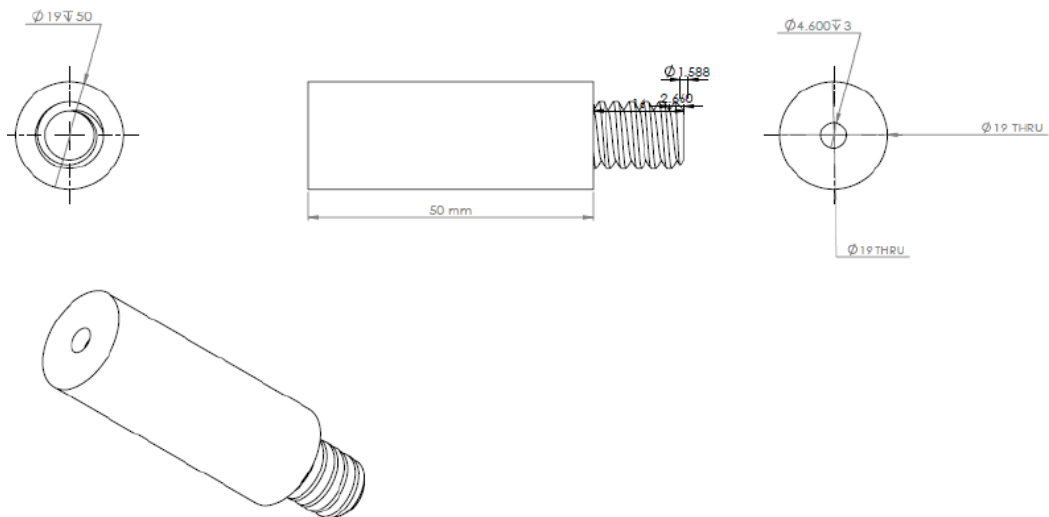
RAO, S.; Vibrações Mecânicas, 4ª Edição, Ed. Pearson Prentice Hall, 2008.

SAVI, M. A. ; DE PAULA, A. S.; LAGOUDAS, D. C.; Numerical Investigation of an Adaptive Vibration Absorber Using Shape Memory Alloys , journal of intelligent material systems and structures, vol. 22- January 2011.

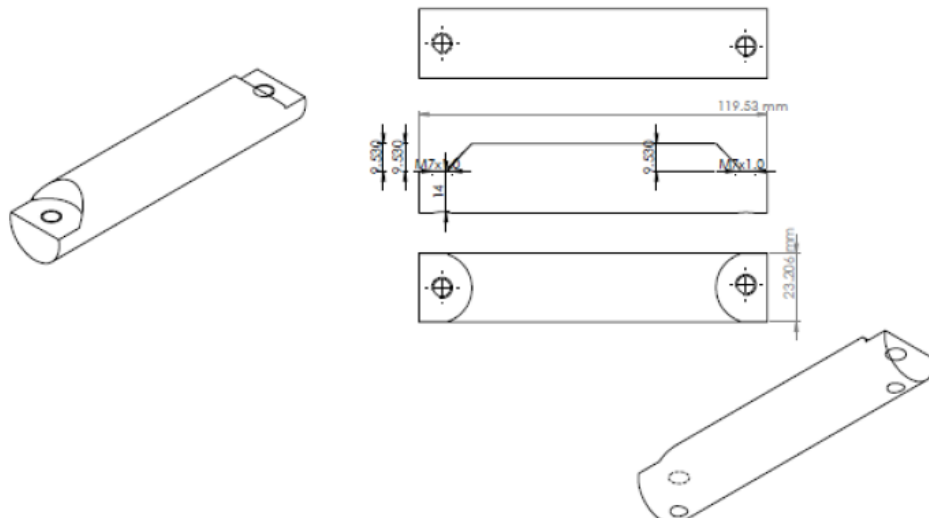
SILVA, R. F., Ciência e Engenharia de Materiais, Departamento de Engenharia Cerâmica e Vidro, <http://www.cv.ua.pt/>.

APÊNDICE

Suporte para o stockbridge convencional:




UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS DIMENSIONS IN PARENTHESES ARE IN INCHES				DESIGN AND DEVELOPMENT ENGINEER		DESIGN AND DEVELOPMENT ENGINEER	
NAME				SIGNATURE		DATE	
DESIGN				CHECKED		DATE	
CHECKED				APPROVED		DATE	
APPROVED				MATERIAL		DATE	
MATERIAL				FINISH		DATE	
FINISH				SCALE		SHEET 1 OF 1	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS DIMENSIONS IN PARENTHESES ARE IN INCHES				DESIGN AND DEVELOPMENT ENGINEER		DESIGN AND DEVELOPMENT ENGINEER	
NAME				SIGNATURE		DATE	
DESIGN				CHECKED		DATE	
CHECKED				APPROVED		DATE	
APPROVED				MATERIAL		DATE	
MATERIAL				FINISH		DATE	
FINISH				SCALE		SHEET 1 OF 1	

Dados do stockbridges (catálogo):

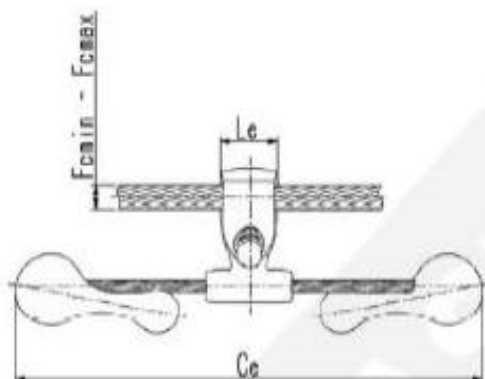
LIGA DE ALUMÍNIO  
ALEACIÓN DE ALUMINIO  
ALUMINUM ALLOY



FORJASUL

www.forjasul.com.br

**AMORTECEDOR DE VIBRAÇÃO STOCKBRIDGE**  
**AMORTIGUADOR STOCKBRIDGE**  
**VIBRATION DAMPER "STOCKBRIDGE" TYPE**



**Referência**

Número

Catálogo

Catalogue

Number

Dimensões

Dimensiones

Dimensions

(mm)

Peso

Peso Nom

Net Weight

(Kg)

F4000

352

36

6.31

9.63

1.474

F4000-01

352

36

9.42

12.46

1.492

F4000-02

366

40

12.47

15.24

1.571

F4000-03

406

50

15.26

18.94

2.899

F4000-04

408

50

18.05

21.94

2.889

F4000-05

479

51

21.85

24.14

4.521

F4000-06

479

51

24.15

27.69

4.512

F4000-07

479

51

27.71

30.73

4.689

F4000-08

479

51

30.74

33.78

4.668